

VŠB– Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Elektrohydraulický pohon převážecího vozíku na svitky

Electrohydraulic Drive of Transfer Car for Steel Coil

Student:

Bc. Hana Vávrová

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Bohuslav Pavlok, CSc.

Ostrava 2012

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Hana Vávrová**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 16 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení  
Téma: Elektrohydraulický pohon převážecího vozíku na svitky  
Electrohydraulic Drive of Transfer Car for Steel Coil

### Zásady pro vypracování:

Navrhněte elektrohydraulický pohon převážecího vozu na ocelové svitky pro zadané parametry setrvačných hmotností, manipulačních časů a pro zadané konstrukční řešení mechanismu.

### Vypracujte

1. Funkční schéma hydraulického pohonu s uvedením hlavních parametrů.
2. Výpočet parametrů hydraulického pohonu v ustáleném stavu včetně tepelného výpočtu.
3. Výpočet potřebných dynamických parametrů hydraulického pohonu.
4. Specifikaci hlavních hydraulických a elektrohydraulických prvků a přístrojů.
5. Sestavný výkres hydraulického agregátu na vozíku.

### Seznam doporučené odborné literatury:

1. KOLEKTIV AUTORŮ. *Proporcionální technika a servotechnika*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1986. ISBN 3-8023-0898-0.
2. KOLEKTIV AUTORŮ. *Projektování a konstrukce hydraulických zařízení*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1988. 362 s. ISBN 3-8023-0266-4.
3. KOLEKTIV AUTORŮ. *Řízení hydraulických systémů pro průmyslové aplikace*. Brno: BoschRexroth/CZ, 2007. 149 s.
4. PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy*. Díl 2. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008. 150 s. ISBN 978-80-248-1827-6.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Bohuslav Pavlok, CSc.**

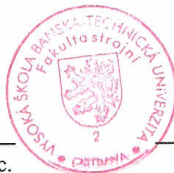
Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



---

prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.  
*vedoucí katedry*



---

prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
*děkan fakulty*

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracovala samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedla jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě ..... 21. 5. 2012 .....

.....  
podpis studenta

### Prohlášení o využití výsledků diplomové práce

Prohlašuji, že

- jsem byla seznámena s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst.3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo –diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 21.5.2012

*Hánrová*

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Hana Vávrová

Adresa trvalého pobytu autora práce: Bezručova 591

739 21 Paskov

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

VÁVROVÁ, H. *Elektrohydraulický pohon převážecího vozíku na svitky : diplomová práce*. Ostrava : VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2012, 59 s. Vedoucí práce: Pavlok, B.

Diplomová práce se zabývá návrhem elektrohydraulického pohonu převážecího vozíku na svitky. V úvodu práce je popsána současná problematika daného tématu. Na základě rešerše jsou zpracovány a srovnány dvě alternativní řešení, řízení klasickými prvky a proporciální prvky. Zvoleno je řízení proporciálními prvky. Je proveden návrh a výpočet parametrů hydraulického pohonu v ustáleném stavu včetně tepelného výpočtu a výpočet dynamických parametrů hydraulického pohonu. Součástí diplomové práce je funkční schéma elektrohydraulického pohonu převážecího vozíku a sestavný výkres hydraulického agregátu na vozíku.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

VÁVROVÁ, H.: *Electrohydraulic Drive of Transfer Car for Steel Coil: Master Thesis*. Ostrava : VŠB-Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, 2012, 59 p. Thesis head: Pavlok, B.

This Master Thesis is dealing with proposal of Electro-hydraulic Drive of Transfer Car for Steel Coil. The Thesis introduction describes present-day problem of this theme. Based on background research are processed and compared two alternative solutions of classic components and proportional components. Selected is solution of proportional components of hydraulic drive. After selecting the alternative of drive operation, the proposal and calculation of hydraulic parameters in steady loom are implemented; also calculation of dynamic parameters of hydraulic drive is performed. Part of the Master Thesis is a function scheme of the Electro-hydraulic Drive for a Transfer Car used to move Steel Coil and a composition drawing for a hydraulic aggregate on Transfer Car.

## Seznam použitých značek a symbolů

Značka:	Název:	Rozměr:
D	průměr pístu	m
C	tuhost	$\text{N.m}^{-1}$
E	modul pružnosti v tahu	Pa
$F_{\max}$	maximální síla do osy přímočarého hydromotoru zdvihu	N
$I_a$	elektrický proud	A
$J_{\text{HM}}$	moment setrvačnosti hydromotoru	$\text{kg.m}^2$
$J_p$	moment setrvačnosti pastorku	$\text{kg.m}^2$
$J_{\text{red}}$	redukovaný moment setrvačnosti	$\text{kg.m}^2$
$J_1$	moment setrvačnosti hnané nápravy	$\text{kg.m}^2$
$J_2$	moment setrvačnosti hnací nápravy	$\text{kg.m}^2$
$J_3$	moment setrvačnosti posuvných hmot	$\text{kg.m}^2$
$L_p$	délka pojezdové dráhy	m
$M_k$	statický moment na kolech	N.m
$P_E$	výkon hnacího elektromotoru	W
$P_p$	výkon potřebný ke zdvihu	W
$P_{z1}$	ztrátový výkon hydrogenerátoru v odlehčeném stavu	W
$P_{z2}$	ztrátový výkon při pojezdu vozíku	W
$P_{z3}$	ztrátový výkon při zdvihu zátěže	W
$P_{z4}$	ztrátový výkon při spouštění zátěže	W
$Q_{\text{Gsk}}$	skutečný průtok hydrogenerátorem	$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$
$Q_{\text{Gmax}}$	maximální možný průtok hydrogenerátoru	$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$
$Q_{\text{HM}}$	průtok hydromotorem	$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$
$Q_1$	průtok pod pístem hydromotoru	$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$
$Q_2$	průtok nad pístem hydromotorem	$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$
$S_N$	teplosměnná plocha nádrže	$\text{m}^3$
$S_1$	plocha pístu	$\text{m}^2$
$S_2$	plocha mezikruží	$\text{m}^2$
T	časová konstanta oteplení hydraulického obvodu	s
$T_b$	časová konstanta brždění	s
$T_c$	čas pracovní funkce	s
$T_r$	časová konstanta rozběhu	s
U	elektrické napětí	V

$V_G$	geometrický objem hydrogenerátoru	$m^3$
$V_{GHM}$	geometrický objem hydromotoru	$m^3$
$V_N$	objem nádrže	$m^3$
$V_1$	objem zdvihu pod pístem	$m^3$
$V_2$	objem zdvihu nad pístem	$m^3$
$a$	délka nádrže	$m$
$b$	šířka nádrže	$m$
$c$	výška nádrže	$m$
$c_k$	měrná tepelná kapacita pracovní kapaliny	$J \cdot kg^{-1} K^{-1}$
$c_s$	tuhost systému	$N \cdot m^{-1}$
$d$	průměr pístnice	$m$
$d_{\xi}$	průměr díry čepu	$m$
$d_k$	průměr pojezdových kol	$m$
$d_{ok}$	průměr oběžného kola (roztečný)	$m$
$d_p$	průměr pastorku (roztečný)	$m$
$f_o$	vlastní frekvence	$Hz$
$h_c$	celkový zdvih přímočarého hydromotoru	$m$
$i$	poměr ploch	1
$m_c$	celková maximální hmotnost	$kg$
$m_s$	maximální hmotnost svitku	$kg$
$m_v$	hmotnost prázdného vozíku	$kg$
$n_G$	otáčky hydrogenerátoru	$s^{-1}$
$n_{HM}$	otáčky hydromotoru	$s^{-1}$
$p_{max.}$	maximální provozní tlak	$Pa$
$p_T$	tlak v odpadní větvi	$Pa$
$p_1$	tlak hydromotoru	$Pa$
$p_2$	tlak ve zpětné větvi	$Pa$
$\Delta p_c$	celkový tlakový spád	$Pa$
$\Delta p_{HM}$	tlakový spád na hydromotoru	$Pa$
$\Delta p_{pr}$	tlakový spád na proporciálním rozváděči (řízení zdvihu)	$Pa$
$\Delta p_v$	tlakový spád na proporciálním rozváděči (řízení pojezdu)	$Pa$
$t_b$	čas brzdění	$s$
$t_r$	čas rozběhu	$s$
$t_u$	ustálená hodnota teploty	$^{\circ}C$
$t_v$	čas zdvihu	$s$



$t_z$	čas spouštění	s
$t_1$	doba ztrátového výkonu hydrogenerátoru v odlehčeném stavu	s
$t_2$	doba ztrátového výkonu při pojezdu vozíku	s
$t_3$	doba ztrátového výkonu při zdvihu zátěže	s
$t_4$	doba ztrátového výkonu při spouštění zátěže	s
$\Delta t$	rozdíl teplot	°C
$v_p$	pojezdová rychlost	m.s <sup>-1</sup>
$v_v$	maximální pracovní rychlost vysouvání pístnice	m.s <sup>-1</sup>
$v_z$	maximální pracovní rychlost zasouvání pístnice	m.s <sup>-1</sup>
$\eta_{c,G}$	celková účinnost hydrogenerátoru	1
$\eta_{Q,G}$	průtoková účinnost hydrogenerátoru	1
$\eta_{Q,HM}$	průtoková účinnost hydromotoru	1
$\eta_{m,HM}$	mechanická účinnost hydromotoru	1
$\pi$	Ludolfovo číslo ( $\pi = 3,14159$ )	
$\rho$	hustota železa	kg.m <sup>-3</sup>
$\tau$	časová funkce	s
$\Phi$	tepelný tok	W
$\omega_r$	vlastní uskutečnitelná frekvence	s <sup>-1</sup>
$\omega_1$	úhlová rychlost oběžného kola	s <sup>-1</sup>
$\omega_2$	úhlová rychlost hydromotoru	s <sup>-1</sup>

# Úvod

Elektrohydraulický pohon převážecího vozíku na svitky slouží k transportu několikátunových svitků mezi jednotlivými výrobními procesy.

Práce vznikla na základě požadavků z praxe, jmenovitě firmy IVV Engineering s.r.o. Ostrava – Vítkovice a firmy Feron a.s. Ostrava. Firma Feron, a.s. je moderní obchodní organizace zabývající se nákupem, úpravou, skladováním a prodejem hutních výrobků, hutních druhovýrobků, železárenského sortimentu atd. Společnost IVV Engineering s. r. o. z Ostravy-Vítkovic je projekční firma, projektující zejména hydraulické pohony v hutích. Tato společnost a firma Feron a.s. mi umožnily v prostorách provozovny se seznámit s technologickým procesem podélného a příčného dělení plechů. Dále mi byly poskytnuty oběma firmami informace a materiály pro zpracování diplomové práce.

Úkolem převážecího vozíku je dopravit svitek ze skladové haly do haly, kde je svitek odmotán odvíječkou a připraven k dalším výrobním procesům.

Hlavním cílem diplomové práce je navrhnout vhodný elektrohydraulický pohon v ustáleném stavu pro převážecí vozík, který bude doplněn o tepelný výpočet. Dalším bodem bude vypočítat potřebné dynamické parametry hydraulického pohonu s hmotnou zátěží. K diplomové práci zpracuji specifikaci hlavních hydraulických a elektrohydraulických prvků, funkční schéma hydraulického pohonu převážecího vozíku na svitky a sestavný výkres hydraulického agregátu na vozíku.

Hydraulický pohon byl zvolen z důvodů pro jeho menší konstrukční provedení a úspornější uložení v prostoru, dokáže vyvodit řízený zdvih a spouštění zátěže, pojezd a zastavení na požadovanou polohu, umožňuje přemístění několikátunové zátěže mezi dvěma halami během krátkého času. Ovládání vozíku lze automatizovat a řídit z velína.

## Obsah:

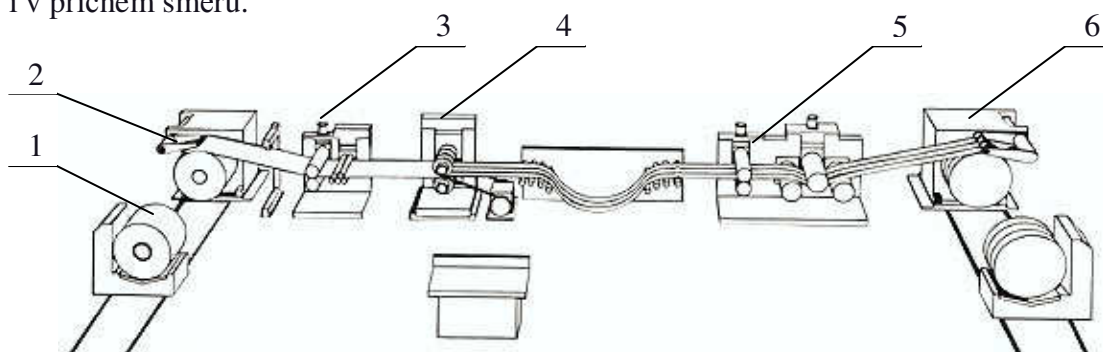
Seznam použitých značek a symbolů.....	7
Úvod .....	10
1 Přehled současného stavu řešené problematiky .....	12
1.1 Proces výroby plechů příčným dělením svitků .....	12
1.2 Popis konstrukčního provedení a funkce převážecího vozíku na svitky .....	14
1.3 Obvody pro zvedání a spouštění hmotné zátěže.....	17
2 Návrh dvou alternativ řešení .....	21
2.1 Alternativa 1 – řízení klasickými prvky.....	21
2.2 Alternativa 2 – řízení proporciálními prvky.....	23
3 Návrh a výpočet parametrů hydraulického pohonu v ustáleném stavu včetně tepelného výpočtu.....	25
3.1 Návrh a výpočet parametrů hydraulického obvodu pro zvedání a spouštění zátěže.....	25
3.2 Tepelný výpočet hydraulického pohonu .....	34
3.3 Hydraulický pohon pojezdu vozíku .....	42
4 Závěr .....	56
5 Seznam použité literatury .....	57
6 Seznam příloh.....	58

# 1 Přehled současného stavu řešené problematiky

## 1.1 Proces výroby plechů příčným dělením svitků

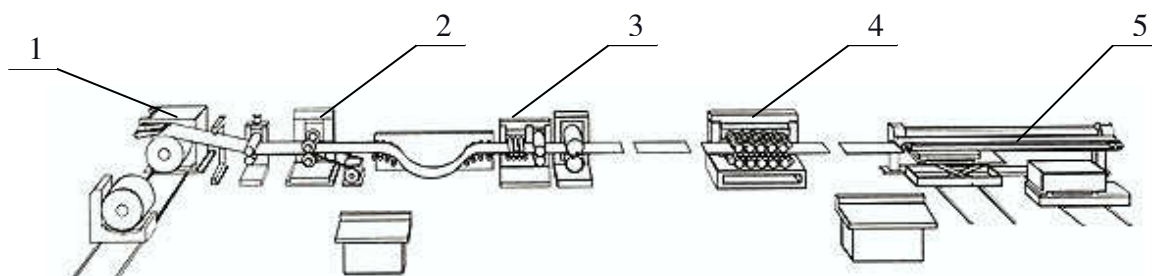
Stříhání je nejrozšířenější operace při dělení materiálu, ale i v technologii tváření. Používá se na přípravu polotovarů jako např. dělení svitků, stříhání tabulí plechu, stříhání vývalku, stříhání profilů, také pro vystřihování součástek z plechů pro přímé použití, pro další technologie jako polotovar (ohýbání, tažení, protlačování) a na dokončovací či pomocné operace.

Dělení materiálu stříháním se provádí za tepla i za studena. Za studena se stříhají pouze měkké oceli do pevnosti cca 400 MPa nebo plechy. Tvrdé materiály se ohřívají na teplotu cca 700 °C. Dělit materiál stříháním lze rovnoběžnými noži, skloněnými či kotoučovými noži (noži na profilový materiál). Dělení materiálu se provádí jak v podélném směru, tak i v příčném směru.



Obr. 1.1.1 Schéma linky na podélné dělení stříháním [9]

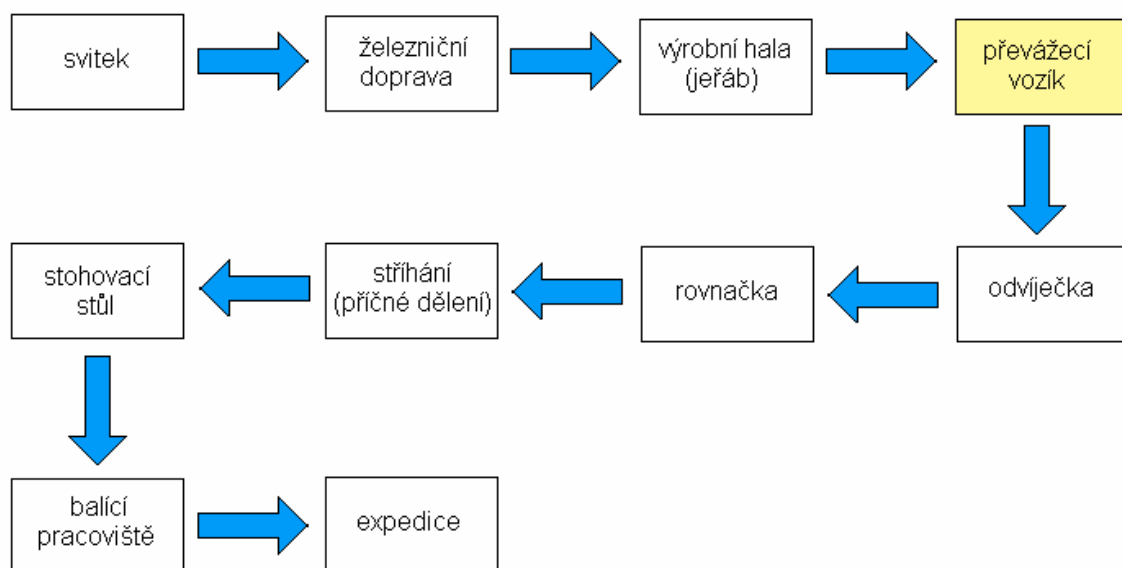
*1 – svitek, 2 – odvíječka, 3 – rovnačka, 4 – dělení materiálu, 5 – napínání, 6 – navíjení*



Obr. 1.1.2 Schéma linky na příčné dělení stříháním [9]

*1 – odvíjení, 2 – napínání, 3 – dělení materiálu, 4 – rovnání, 5 – stohovací stůl*

Na obr. 1.1.3 je znázorněn proces výroby plechů příčným dělením svitků



Obr. 1.1.3 Schéma procesu výroby plechů příčným dělením svitků

## 1.2 Popis konstrukčního provedení a funkce převážecího vozíku na svitky

Na obr. 1.2.1 vidíme současný stav převážecího vozíku na svitky řízený klasickými prvky.

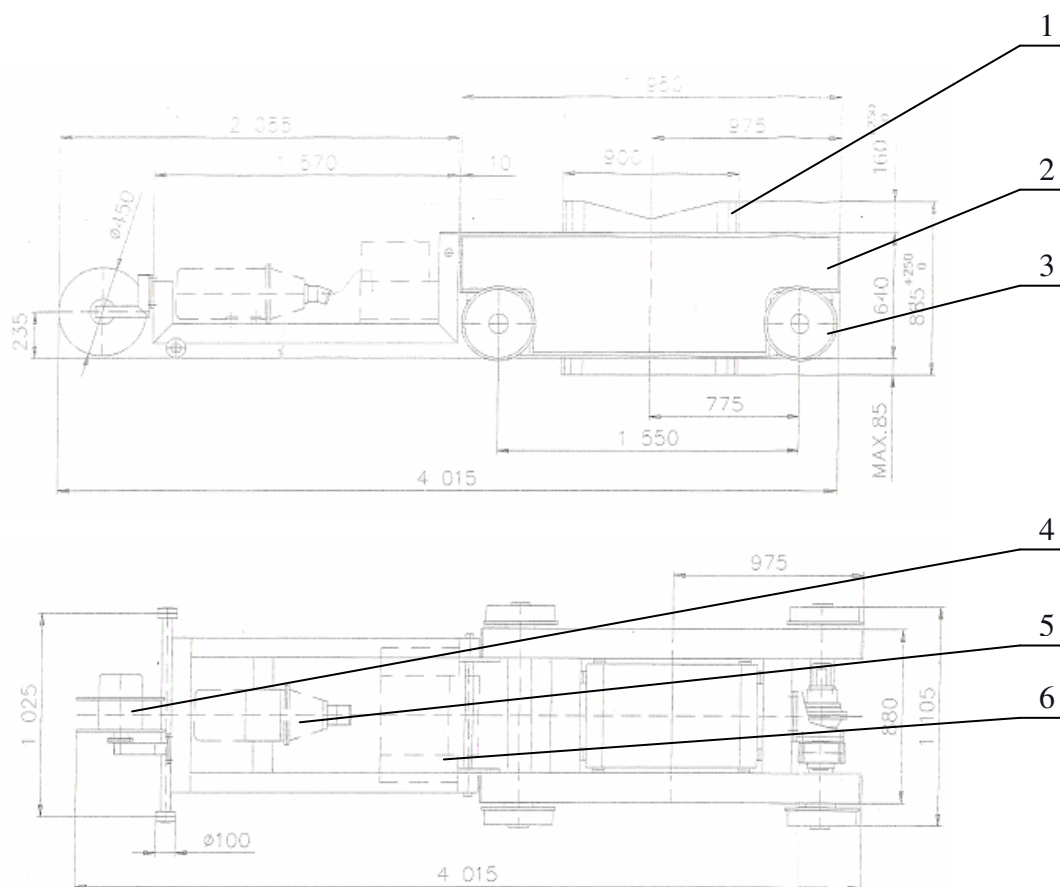


Obr. 1.2.1 Převážecí vozík na svitky (foto IVV Engineering s.r.o.)

- 1 – odvíječka, 2 – bezpečnostní můstek, 3 – zdvih sedla vozíku, 4 – podložka pod svitek,  
5 – tělo vozíku, 6 – elektronika, 7 – nádrž, 8 – elektromotor,  
9 – betonová patka v zahloubené díře, 10 – buben s kabeláží, 11 – kolejnice*

Funkce převážecího vozíku – vozík je navržen pro usnadnění manipulace se svitky z jedné haly do druhé.

Po převozu svitků se pomocí halového jeřábu přesunou svitky na betonové patky s podložkami (obr. 1.2.1), které jsou v zahloubené díře v podlaze haly. Zahloubená díra je umístěna částí v jedné hale a dále zasahuje do části druhé haly. Po uložení svitku na dané místo, přijede vozík po kolejnicích na požadovanou polohu, kterou zajišťují snímače polohy. Při spuštění elektromotoru tlak vyvozený hydrogenerátorem přenesení signál do hydromotoru, který spustí funkci vysouvání sedla vozíku (obr. 1.2.3). Sedlo zvedne svitek o hmotnosti 20 až 30 tun, následně jede po dráze 20 m. Na dráze jsou 4 místa (obr. 1.2.1), kde se postupně ukládají svitky pomocí vozíku (je to provedeno z časového důvodu). Senzory zastaví vozík na požadované poloze a opět se spustí sedlo do původní polohy, tím se položí svitek. Vozík se spuštěným sedlem (obr. 1.2.2) se vrací do výchozí polohy, kde opětovně koná svou funkci.



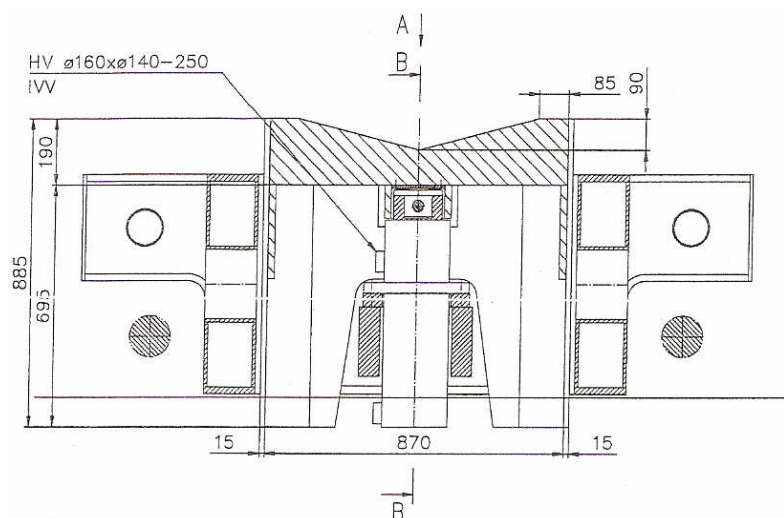
Obr. 1.2.2 Konstrukce vozíku (foto z výkresu KLL s.r.o.)

1 – sedlo vozíku, 2 – vozík, 3 – pojezdová kola, 4 – buben na kabeláž, 5- elektromotor,  
6- místo pro nádrž

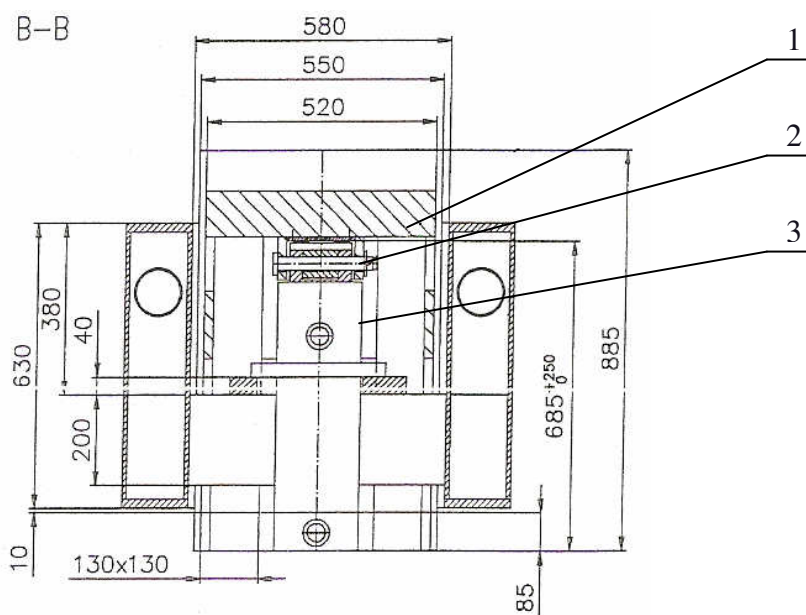


Vozík je ovládán pomocí rádia, později bude ovládání plně z automatizováno a řízeno z velínu.

Pojezd vozíku je zajištěn rotačním hydromotorem, který je doplněn o hydraulickou brzdu.



Obr. 1.2.3 Zvedání sedla vozíku (foto z výkresu KLL s.r.o.)



Obr. 1.2.4 Zvedání sedla vozíku (foto z výkresu KLL s.r.o.)

*1 – zdvihová podložka, 2 – válcový čep, 3 - přímočarý hydromotor se závěsnou přírubou*

Zdvih svitku zprostředkuje jeden přímočarý hydromotor se závěsnou přírubou na tělese navařenou na přímočarý hydromotor a šrouby spojené s konstrukcí vozíku. Pístnice je spojena se zdvihovou podložkou prostřednictvím válcového čepu. (obr. 1.2.4)



### 1.3 Obvody pro zvedání a spouštění hmotné zátěže

Při zvedání zátěže je překonáván odpor zátěže a zvyšuje se potenciální energie zátěže. Při spouštění zátěže se musí motor brzdít, tím se potenciální a kinetická energie zátěže mění v tepelnou. Tento způsob řízení hydromotoru se nazývá ventilové řízení. Lze ho realizovat využitím klasické řídicí techniky nebo proporciální řídicí techniky.

#### Klasická řídicí technika

Klasická (konveční) řídicí technika pracuje s klasickými řídicími prvky pro hrazení a řízení směru průtoku, řízení průtoku, řízení tlaku, např. rozváděče, jednosměrné ventily, pojistné ventily, škrťací ventily apod. Více o těchto prvcích v literatuře [1 a 3].

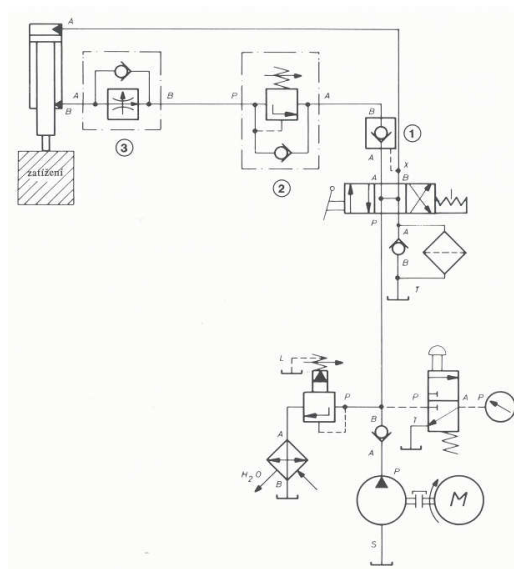
#### Využití klasické řídicí techniky

Zde se pro manipulaci s hmotnou zátěží využívají především dva systémy:

- systém se škrťacím ventilem a řízeným jednosměrným ventilem,
- systém s brzdícími ventily.

#### Řízené jednosměrné ventily a škrťací ventily

Řízený jednosměrný ventil také nazýván jednostranný hydraulický zámek se používá pro bezpečné zastavení a držení hmotné zátěže v zastavené poloze v případě, že zatěžovací síla nemění smysl, pokud zatěžující síla mění smysl používá se dvojstranný hydraulický zámek. Na Obr. 1.3.1 je použit řízený jednosměrný ventil.



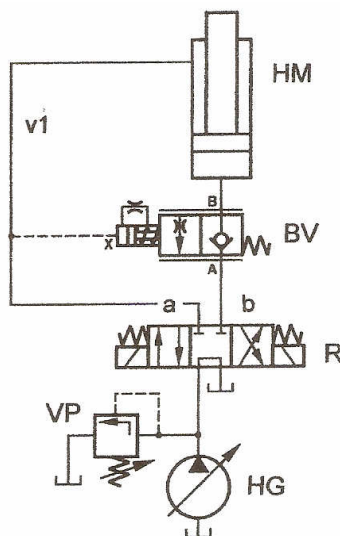
Obr. 1.3.1 Obvod pro zvedání a spouštění hmotné zátěže se zajištěním v zastavené poloze řízeným jednosměrným ventilem

Legenda k Obr. 1.3.1:

*1 – řízený jednosměrný ventil, 2 – pojistný ventil s obtokem, 3 – škrťací ventil s dvoucestnou tlakovou váhou slouží k řízenému spouštění zátěže, obtok přes jednosměrný ventil při zvedání zátěže*

### Brzdící ventily

Brzdící ventily jsou hydraulicky ovládané prvky, které se používají v obvodech pro zvedání a spouštění zátěže. U těchto prvků se požaduje spolehlivé a měkké zastavení zátěže v libovolné poloze hydromotoru. Na Obr. 1.3.2 je znázorněn obvod, kdy při zvedání zátěže je rozváděč v poloze „b“ a brzdící ventil v základní průtočné poloze klade kapalině minimální odpor. Při spouštění zátěže je rozváděč přestaven do polohy „a“, tlak kapaliny působí ve větvi v1 a v přívodu X na ovládací píst, přestaví se kuželka proti síle pružiny do mezipolohy, dochází ke škrcení průtoku z B do A (řízené spouštění zátěže). Po přestavení rozváděče do střední polohy, tlak klesne na 0, ventil se přestaví do základní polohy (funkce jednosměrného ventilu), pohyb zátěže se zastaví. Je nutné použít zdroj konstantního tlaku.

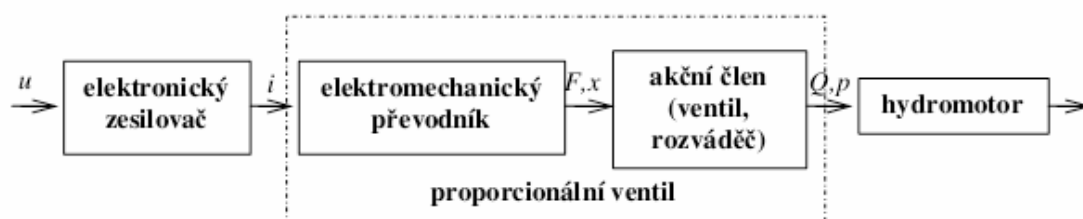


Obr. 1.3.2 Obvod pro zvedání a spouštění zátěže

*HM – přímočarý hydromotor, BV – brzdící ventil, R – rozváděč, PV – pojistný ventil,  
HG – hydrogenerátor regulací na konstantní tlak*

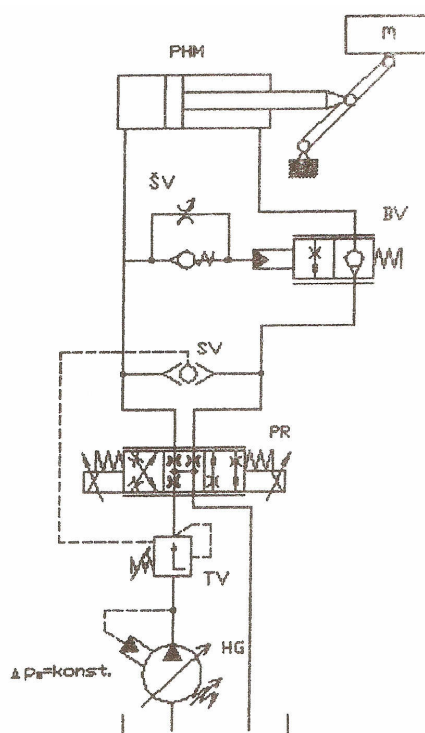
### Proporciální řídicí technika

Proporciální řídicí technika používá prvky např.: proporciální rozváděče, proporciální škrticí ventily, proporciální tlakové ventily, apod. Tyto prvky se vyznačují spojitým řízením tlaku a průtoku elektrickým signálem malého výkonu. Na připojené elektronické kartě lze jednoduše naprogramovat tvar řídicího signálu nebo lze zadávat externě z počítače. Proporciální rozváděč plní současně funkci změny směru a změny velikosti průtoku. Tato technika má mnoho výhod při práci moderní elektroniky s moderní hydraulikou. Další informace v literatuře [3]



Obr. 1.3.3 Struktura proporciálních prvků [3]

Manipulace s hmotnou zátěží využitím proporciální techniky vidíme na Obr. 1.3.4.



Obr. 1.3.4 Obvod pro manipulaci s hmotnou zátěží

#### Legenda k Obr. 1.3.4

*PHM – přímočarý hydromotor , HG – hydrogenerátor s regulací na konstantní tlak ,*

*PR – proporciální rozváděč, TV – dvoucestná tlaková váha, BV – brzdící ventil,*

*SV – logický ventil s funkcí „nebo“, ŠV – škrťací a jednosměrný ventil*

#### **Popis funkce**

Při zvedání zátěže na Obr. 1.3.4, je proporciální rozváděč PR přestaven do polohy „a“, brzdící ventil BV je v základní průtočné poloze. Při spouštění zátěže je proporciální rozváděč přestaven do polohy „b“, tlak kapaliny působí ve větvi s jednosměrným ventilem, kdy se škrťá průtok z B do A, nastane řízené spouštění zátěže. Zastavení v libovolné poloze nastane, když se přestaví proporciální rozváděč do střední polohy a brzdící ventil BV je přestaven do základní polohy. Dvoucestná tlaková váha kompenzuje vliv zatěžující síly na rychlost pohybu, musí být však použit zdroj konstantního tlaku.



## **Popis obvodu**

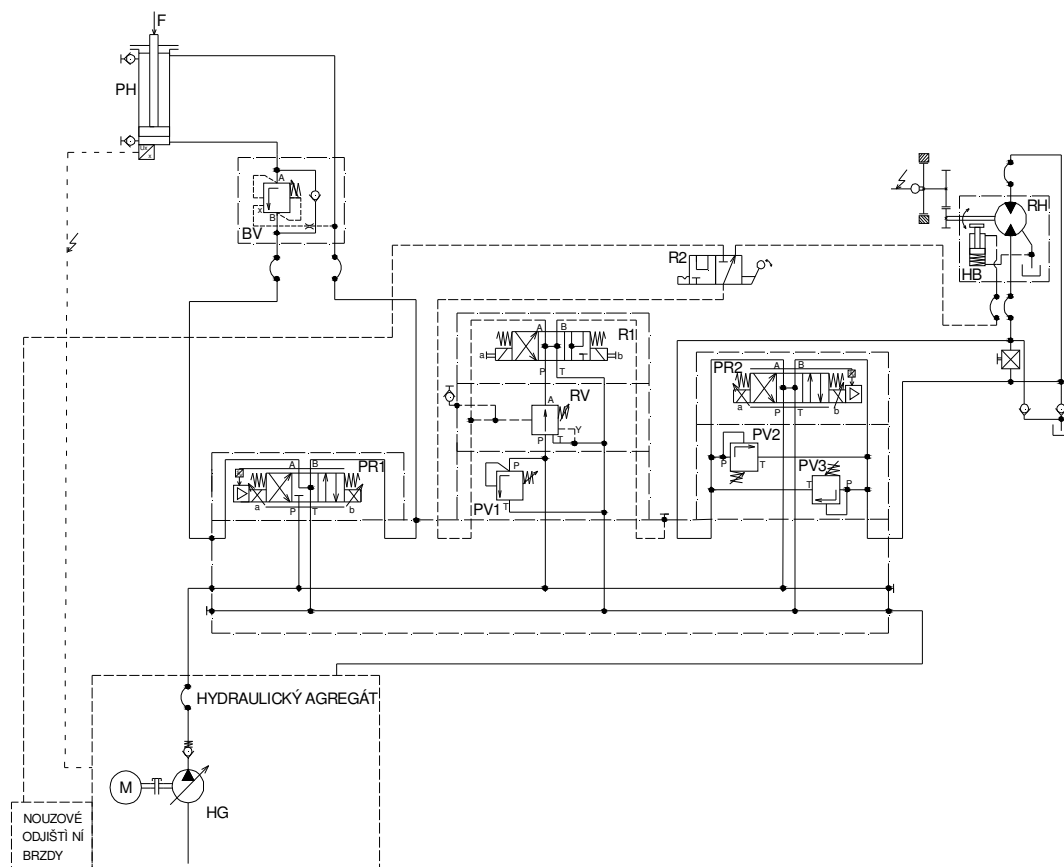
Zvedání svitku: po přestavení rozváděče R1 do polohy „b“ se přivede tlak přes škrtkící jednosměrný ventil ŠV1 a přes jednosměrný ventil JV (hydraulický zámek) do přímočarého hydromotoru PH, vysouvá se pístnice, kterou zajišťuje jednosměrný ventil JV proti samovolnému spuštění. Přestaví-li se rozváděč R1 do polohy „a“, přivede se tlak přes škrtkící ventil ŠV2 do přímočarého hydromotoru PH, zasouvá se pístnice.

Rozváděč R3 po přestavení do polohy „a“ (funkce brždění), uvolní se tlak v hydraulické brzdě a kapalina odtéká do odpadní větve.

Přivedený tlak přes pojistný ventil PV1 je dále redukován redukčním ventilem RV na požadovaný tlak, při přestavení rozváděče R2 do polohy „b“ přivedený tlak přes rozváděč R4 odbrzdí hydraulickou brzdu.

Pojezd vozíku: po přestavení proporciálního rozváděče PR do polohy „b“ se přivede tlak do rotačního hydromotoru RH a vozík jede dopředu. Po přestavení proporciálního rozváděče PR do polohy „a“ se přivede tlak do rotačního hydromotoru RH, vozík jede dozadu. Jelikož může nastat tlaková špička v obvodě z důvodu setrvačných sil, jsou proto umístěny v obou větvích pojistné ventily PV2 a PV3.

## 2.2 Alternativa 2 – řízení proporciálními prvky



Obr. 2.2.1 Schéma zvedání svitku

*PH – přímočarý hydromotor, BV – brzdící ventil, R1, R2 – rozváděč,  
RH – rotační hydromotor, HB – hydraulická brzda, PR1, PR2 – proporciální rozváděč,  
RV – redukční ventil, PV1, PV2, PV3 – pojistný ventil, HG – hydrogenerátor*

### Popis obvodu

Zvedání svitku: po přestavení proporciálního rozváděče PR1 do polohy „b“ se přivede tlak přes brzdící ventil BV do přímočarého hydromotoru PH a vysouvá se pístnice, kterou zajišťuje brzdící ventil BV proti samovolnému spuštění. Přestaví-li se proporciální rozváděč PR1 do polohy „a“, přivede se do přímočarého hydromotoru PH, zasouvá se pístnice. Přímocharý hydromotor je doplněn o snímač polohy.

Přivedený tlak přes pojistný ventil PV1, který je dále redukován redukčním ventilem RV na požadovanou hodnotu, se přivede po přestavení rozváděče R1 do polohy „b“ a také po přestavení rozváděče R2, brzdí hydraulická brzda. Přestavení rozváděče R1 do polohy „a“ se hydraulická brzda odbrzdí.

Pojezd vozíku: po přestavení proporciálního rozváděče PR2 do polohy „b“ se přivede tlak do rotačního hydromotoru RH, vozík jede dopředu. Po přestavení proporciálního rozváděče PR2 do polohy „a“ se přivede tlak do rotačního hydromotoru RH, vozík jede dozadu. Jelikož může nastat tlaková špička v obvodě z důvodu setrvačných sil, jsou proto umístěny v obou větvích pojistné ventily PV2 a PV3. V obvodu jsou použity antikavitační ventily pro ochranu rotačního hydromotoru.

Tab. 2. Kritéria hodnocení

Kritérium	Klasická řídicí technika	Proporciální řídicí technika
Řízení rozběhu a brždění	0	4
Možnosti řízení rychlosti pohybů	1	4
Cena	5	3
Skladba hydraulického obvodu	2	4
Náročnost hydraulického obvodu (např. filtrace)	4	2
Počet prvků v hydraulické obvodě	3	4
Součet	15	21

V tabulce je použito bodování od 1b do 5b, varianta která získá více bodů je výhodnější.

### **Závěr:**

Volím alternativu č.2 řízení proporciálními prvky z důvodu přesnějšího, rychlejšího řízení a pro snadnější ovládání systému, menšího počtu prvků z hlediska místa, je to moderní způsob řízení. V praxi častěji využíváno.



### 3 Návrh a výpočet parametrů hydraulického pohonu v ustáleném stavu včetně tepelného výpočtu

#### Zadáno:

Hmotnost prázdného vozíku:  $m_v = 3200 \text{ kg}$

Maximální hmotnost svitku:  $m_s = 20000 \text{ kg}$

Celková maximální hmotnost:  $m_c = m_v + m_s = 23200 \text{ kg}$

Průměr pojezdových kol:  $\phi d_k = 0,35 \text{ m}$

Pojezdová rychlost:  $v_p = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Převodový poměr mezi oběžným kolem a pastorkem na hydromotoru:  $i = 1,67$

Průměr oběžného kola (roztečný):  $\phi d_{ok} = 0,28 \text{ m}$

Průměr pastorku (roztečný):  $\phi d_p = 0,168 \text{ m}$

Maximální zátěžná síla do osy přímočarého hydromotoru zdvihu:  $F_{\max} = 210000 \text{ N}$

Maximální pracovní rychlost vysouvání/zasouvání pístnice hydromotoru:

$$v_v = v_z = 1 \cdot 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 1 \text{ cm} \cdot \text{s}^{-1}$$

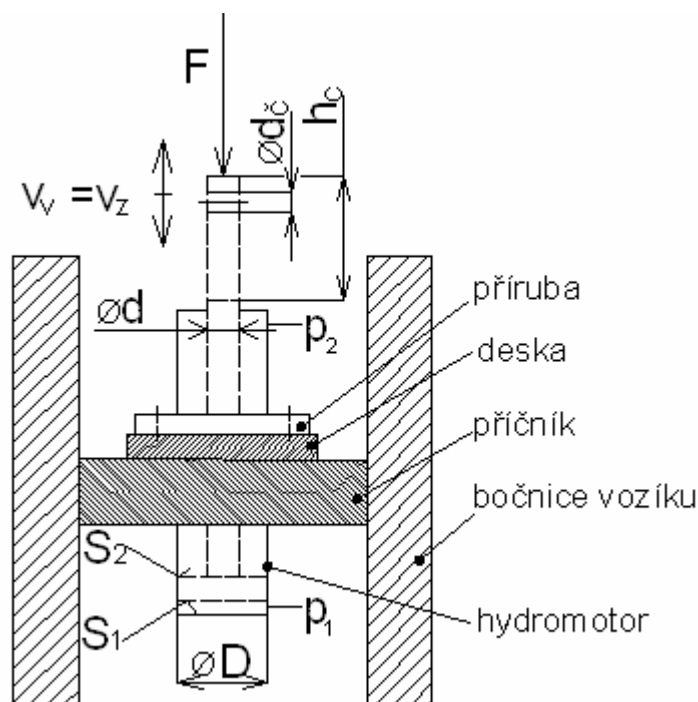
Délka pojezdové dráhy:  $L_p = 20 \text{ m}$

Celkový zdvih přímočarého hydromotoru:  $h_c = 0,250 \text{ m}$

#### 3.1 Návrh a výpočet parametrů hydraulického obvodu pro zvedání a spouštění zátěže

Předběžný výpočet parametrů přímočarého hydromotoru.

Uchycení přímočarého hydromotoru bude provedeno pomocí závěsné příruby, která bude navařena na tělese hydromotoru a šrouby uchycena k tělu vozíku. Pístnice bude spojena se zdvihovou podložkou pomocí válcového čepu.



Obr. 3.1.1 Schéma uchycení hydromotoru pro zvedání a spouštění zátěže

Volím hodnotu pracovního tlaku v hydromotoru  $p_1 = 18 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ .

Předpokládám mechanickou účinnost hydromotoru  $\eta_{m, HM} = 0,95$ .

- Výpočet průměru pístu hydromotoru D

$$F_{\max} = p_1 \cdot S_1 \cdot \eta_m \Rightarrow \frac{F_{\max}}{p_1 \cdot \eta_{m, HM}} = S_1 \Rightarrow \frac{F_{\max}}{p_1 \cdot \eta_m} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \Rightarrow \quad (3.1.1)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\max}}{\pi \cdot p_1 \cdot \eta_{m, HM}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 210000}{\pi \cdot 18 \cdot 10^6 \cdot 0,95}} = 0,125 \text{ m}.$$

Volím **přímočarý hydromotor firmy Atos, typ CN- 125/ 90 \* 0250** s rozměry:

průměr pístu  $\phi D = 0,125 \text{ m}$ ; průměr pístnice  $\phi d = 0,090 \text{ m}$ ; zdvih  $h_c = 0,250 \text{ m}$ . [13]

- Výpočet plochy pístu

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,125^2}{4} = 0,0123 \text{ m}^2. \quad (3.1.2)$$

- Výpočet plochy mezikruží

$$S_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0,125^2 - 0,090^2)}{4} = 5,91 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2. \quad (3.1.3)$$

- Výpočet poměru ploch pístu a mezikruží

$$i = \frac{S_1}{S_2} = \frac{0,0123}{5,91 \cdot 10^{-3}} = 2,081. \quad (3.1.4)$$

- Výpočet zdvihového objemu pod pístem

$$V_1 = S_1 \cdot h_c = 0,0123 \cdot 0,250 = 3,075 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3. \quad (3.1.5)$$

- Výpočet zdvihového objemu nad pístem

$$V_2 = S_2 \cdot h_c = 5,91 \cdot 10^{-3} \cdot 0,250 = 1,478 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3. \quad (3.1.6)$$

- Výpočet potřebného průtoku pod pístem přímočarého hydromotoru pro fázi zvedání zátěže

$$Q_1 = S_1 \cdot v_v = 0,0123 \cdot 1 \cdot 10^{-2} = 1,23 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 7,38 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}. \quad (3.1.7)$$

- Výpočet potřebného průtoku na mezikruží přímočarého hydromotoru pro fázi spouštění zátěže

$$Q_2 = S_2 \cdot v_z = 5,91 \cdot 10^{-3} \cdot 1 \cdot 10^{-2} = 5,91 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 3,55 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}. \quad (3.1.8)$$

- Výpočet času pro zdvih a spouštění svitku

$$t_v = t_z = \frac{h_c}{v_{v,z}} = \frac{0,250}{1 \cdot 10^{-2}} = 25 \text{ s}. \quad (3.1.9)$$

## Návrh proporčního rozváděče

Kde  $Q_1$  je průtok pod pístem přímočarého hydromotoru;

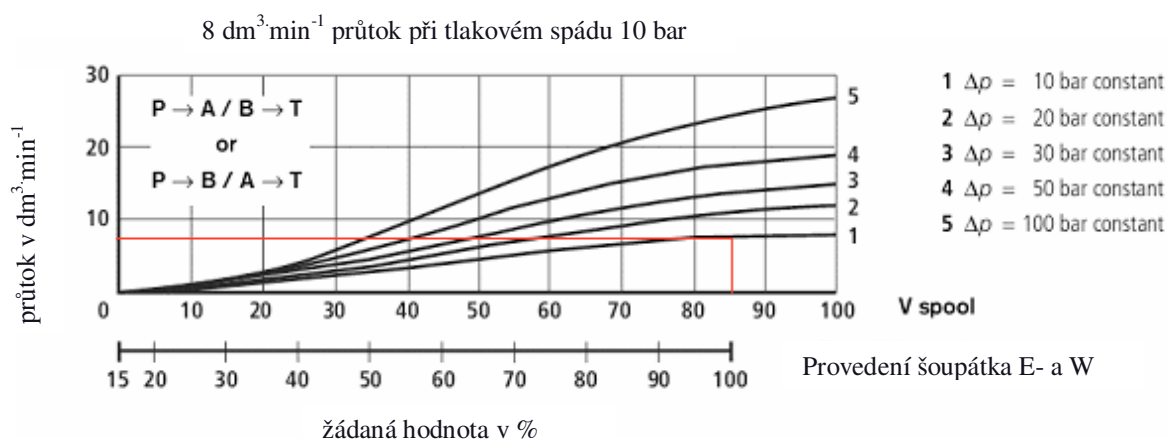
$$Q_1 = 1,23 \cdot 10^{-4} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 7,38 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1},$$

$Q_2$  - průtok na mezikruží přímočarého hydromotoru;

$$Q_2 = 5,91 \cdot 10^{-4} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 3,55 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}.$$

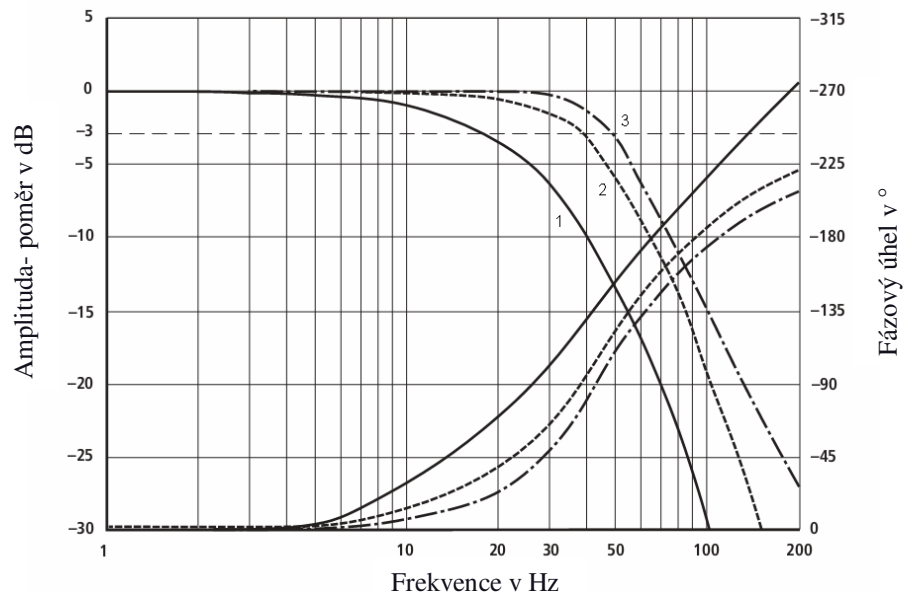
Volím **proporční rozváděč firmy Rexroth, typ 4WREE 6 W1 08 2X/G24**, s parametry: světlost NG 6; maximální provozní tlak  $p_{\max} = 31,5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ ; jmenovitý průtok  $Q_n = 1,333 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ; hystereze  $\leq 0,1 \%$ .

Průtoková charakteristika je uvedena na Obr. 3.1.2, volím  $\Delta p_{pr} = 1 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ , pak z Obr. 3.1.2 odečtu hodnotu průtoku  $Q = 7,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$  a po překřížení s křivkou 1 pro tlakový spád  $\Delta p_{pr} = 1 \cdot 10^6 \text{ Pa}$  odečtu hodnotu  $I/I_{\max} = 86 \%$ .



Obr. 3.1.2 Průtoková charakteristika [11]

Dynamické vlastnosti zvoleného proporčního rozváděče popisuje charakteristika frekvence na Obr. 3.1.3. Vlastní frekvence proporčního rozváděče pro 25 % vstupní signál je  $f_o = 48 \text{ Hz}$ . [11]



Obr. 3.1.3 Charakteristika frekvence odezvy pro proporciální rozváděč typu 4WREE

1 – signál  $\pm 100\%$ , 2 – signál  $\pm 25\%$ , 3 – signál  $\pm 10\%$  [11]

### Tlakové poměry v obvodu při zvedání zátěže

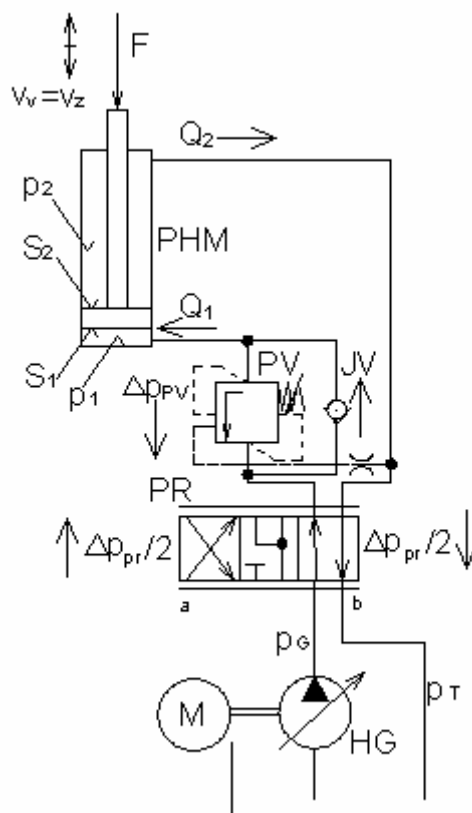
Kde  $F$  je maximální zátěžná síla;  $F = 210000\text{ N}$  (zadáno),

$S_1$  – plocha pístu;  $S_1 = 0,0123\text{ m}^2$ , (rovnice 3.1.2 ),

$S_2$  – plocha mezikruží;  $S_2 = 5,91 \cdot 10^{-3}\text{ m}^2$  (rovnice 3.1.3),

$\Delta p_{pr}$  - tlakový spár na proporciálním ventilu;  $\Delta p_{pr} = 1 \cdot 10^6\text{ Pa}$  ,

$p_2$  – tlak ve větvi;  $p_2 = 0,5 \cdot 10^6\text{ Pa}$  (zvoleno).



Obr. 3.1.4 Schéma pro výpočet tlakových poměrů v obvodu při zvedání zátěže

*HG- hydrogenerátor, M – elektromotor, PR – proporciální rozváděč, PV – třícestný pojistný ventil, JV- jednosměrný ventil, PHM – přímočarý hydromotor*

### Popis funkce obvodu při zvedání zátěže

Po vytvoření tlaku hydrogenerátorem HG a přestavení proporciálního rozváděče PR do polohy „b“ proudí kapalina přes jednosměrný ventil JV do přímočarého hydromotoru PHM a vysouvá se pístnice.

Z rovnováhy sil na pístu vypočteme potřebný tlak  $p_1$ :

$$p_1 \cdot S_1 = p_2 \cdot S_2 + F , \quad (3.1.10)$$

$$p_1 = \frac{p_2 \cdot S_2 + F}{S_1} = \frac{0,5 \cdot 10^6 \cdot 5,91 \cdot 10^{-3} + 210000}{0,0123} = 17,31 \cdot 10^6 \text{ Pa} ,$$

následně si dopočteme tlak na hydrogenerátoru

$$p_G = p_1 + \frac{\Delta p_{pr}}{2} = 17,31 \cdot 10^6 + \frac{1 \cdot 10^6}{2} = 17,81 \cdot 10^6 \text{ Pa}, \quad (3.1.11)$$

na hydrogenerátoru nastavíme tlak  $p_G = 18 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ .

### Tlakové poměry v obvodu při spouštění zátěže

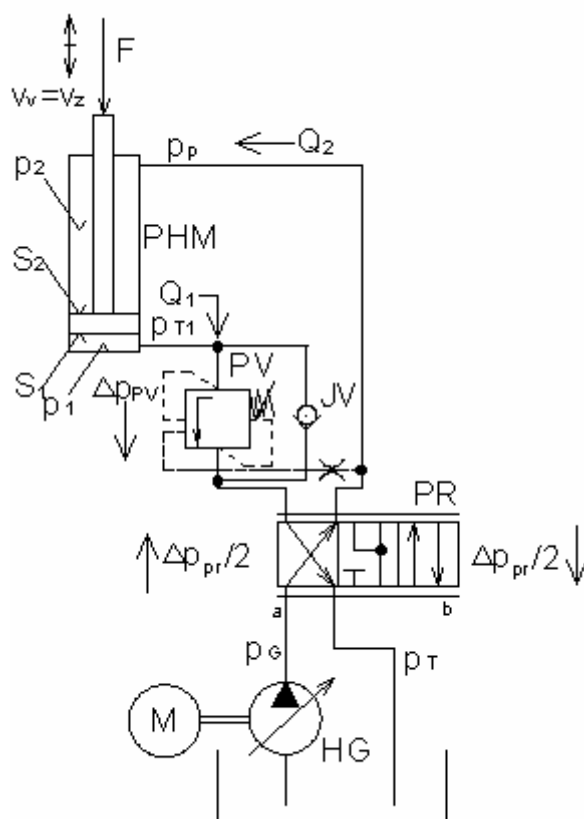
Kde  $F$  je maximální zátěžná síla;  $F = 210000 \text{ N}$  (zadáno),

$S_1$  – plocha pístu;  $S_1 = 0,0123 \text{ m}^3$ , (rovnice 3.1.2 ),

$S_2$  – plocha mezikruží;  $S_2 = 5,91 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$  (rovnice 3.1.3),

$\Delta p_{pr}$  - tlakový spár na proporciálném ventilu;  $\Delta p_{pr} = 1 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ ,

$p_2$  – tlak ve větvi;  $p_2 = 0,5 \cdot 10^6 \text{ Pa}$  (zvoleno).



Obr. 3.1.5 Schéma pro výpočet tlakových poměrů v obvodu při spouštění zátěže

*HG- hydrogenerátor, M – elektromotor, PR – proporciální rozváděč, PV – třícestný pojistný ventil, JV- jednosměrný ventil, PHM – přímočarý hydromotor*

### Popis funkce obvodu při zvedání zátěže

Po vytvoření tlaku hydrogenerátorem HG a přestavení proporčního rozváděče PR do polohy „a“ proudí kapalina do přímočarého hydromotoru PHM a zasouvá se pístnice. Třicestný pojistný ventil PV s jednosměrným ventilem JV slouží jako brzdicí ventil proti samovolnému spuštění.

Při použití vyvažovacího třicestného ventilu bude hodnota  $p_{T1} = p_1 = 1,3 \cdot p_L$  (ze zkušenosti firmy),

$$p_L = \frac{F_{\max}}{S_1} = \frac{210000}{0,0123} = 17,07 \cdot 10^6 \text{ Pa}, \quad (3.1.12)$$

$$p_{T1} = p_1 = 1,3 \cdot 17,07 \cdot 10^6 = 22,19 \cdot 10^6 \text{ Pa}. \quad (3.1.13)$$

- Výpočet otevíracího tlaku ventilu při maximálním zatížení  $F_{\max} = 210000 \text{ N}$

$$p_p = p_2 = \frac{p_{T1} - p_L}{R + \frac{1}{\varphi}} = \frac{22,19 \cdot 10^6 - 17,07 \cdot 10^6}{4,201 + \frac{1}{2,081}} = 1,094 \cdot 10^6 \text{ Pa}, \quad (3.1.14)$$

kde  $R$  je regulační rozsah vyvažovacího ventilu,  $R = 4,201$  (zadáno)

$\varphi$  - poměr činných ploch přímočarého hydromotoru,  $\varphi = i = 2,081$  (rovnice 3.1.4).

- Výpočet výkonu potřebného ke zdvihu svitku s max. hmotností

Kde  $Q_1$  je průtok pod pístem přímočarého hydromotoru;

$$Q_1 = 1,23 \cdot 10^{-4} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 7,38 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1},$$

$p_G$  - hodnota pracovního tlaku v hydromotoru;  $p_G = 18 \cdot 10^6 \text{ Pa}$  (rovnice 3.1.11),

$\eta_{c,G}$  - celková účinnost hydrogenerátoru;  $\eta_{c,G} = 0,8$  (viz lit. 8)

$$P_p = \frac{p_G \cdot Q_1}{\eta_{c,G}} = \frac{18 \cdot 10^6 \cdot 1,23 \cdot 10^{-4}}{0,8} = 2767,5 \text{ W} \doteq 2,8 \text{ kW}. \quad (3.1.15)$$



## Výpočet výkonových parametrů tlakového zdroje

- Výpočet geometrického objemu hydrogenerátoru při otáčkách elektromotoru

$$n_G = 1410 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$V_G = \frac{Q_1}{n_G} = \frac{1,23 \cdot 10^{-4}}{1410/60} = 5,234 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 5,234 \text{ cm}^3, \quad (3.1.16)$$

kde  $Q_1$  je průtok pod pístem přímočarého hydromotoru;

$$Q_1 = 1,23 \cdot 10^{-4} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 7,38 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}.$$

Volím dle katalogu  $V_G \doteq 10,5 \text{ cm}^3$ .

Z výpočtu parametrů lineárního pohonu zdvihu svitku a z výpočtu parametrů pojezdu vozíku volím **hydrogenerátor typ A10 VSO 10DFR/52RV-SA14N00 firmy Rexroth**. [11]

- Výpočet maximálního možného průtoku dodávaného hydrogenerátorem

$$\begin{aligned} Q_{G\max} &= V_G \cdot n_G \cdot \eta_{Q,G} = 10,5 \cdot 10^{-6} \cdot 1410/60 \cdot 0,98 = 1,974 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \\ &= 11,84 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}, \end{aligned} \quad (3.1.17)$$

kde  $\eta_{Q,G}$  je průtoková účinnost hydrogenerátoru;  $\eta_{Q,G} = 0,98$  (viz lit.8),

$V_G$  - geometrický objem hydrogenerátoru, zvoleno z katalogu firmy Rexroth;

$$V_G = 10,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

- Výpočet skutečného průtoku dodávaného hydrogenerátorem

$$\begin{aligned} Q_{Gsk} &= V_G \cdot n_G \cdot \eta_{Q,G} = 5,234 \cdot 10^{-6} \cdot 1410/60 \cdot 0,98 = 1,23 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \\ &= 7,37 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}, \end{aligned} \quad (3.1.18)$$

kde  $V_G$  je geometrický objem hydrogenerátoru při otáčkách elektromotoru

$$V_G = 5,234 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \text{ viz rovnice (3.1.16),}$$

$n_G$  - otáčky elektromotoru;  $n_G = 1410 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$  zvoleno dle katalogu Siemens.

- Výpočet výkonu hnacího elektromotoru

$$P_E = \frac{Q_{Gsk} \cdot p_{G \max}}{\eta_{cG}} = \frac{Q_1 \cdot p_G}{\eta_{cG}} = \frac{1,23 \cdot 10^{-4} \cdot 18 \cdot 10^6}{0,8} = 2767,5 \text{ W} = 2,8 \text{ kW} , \quad (3.1.19)$$

kde  $\eta_{cG}$  je celková účinnost hydrogenerátoru;  $\eta_{cG} = 0,8$  (z lit.8).

Volím větší velikost elektromotoru pro rezervu.

Volím **elektromotor asynchronní 4-pólový Firmy MEZ-Siemens, typ: 1LA9 107-4LA60** s parametry:

$$P_E = 4000 \text{ W} = 4 \text{ kW}$$

$$n_G = 1410 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$U = 400 \text{ VAC}$$

- Výpočet velikosti nádrže

Čím větší tepelný výkon odvádíme, tím volíme větší objem nádrže a čím větší je průtok hydrogenerátorem tak také volíme větší objem nádrže. V literatuře [3] se uvádí, že oběhové číslo se volí  $n = 3 \div 5$ . Proto volím  $n = 4$

$$V_N = n \cdot Q_{G \max} = 4 \cdot 11,84 \cdot 10^{-3} = 0,04736 \text{ m}^3 = 47,4 \text{ dm}^3 . \quad (3.1.20)$$

Volím **nádrž firmy Hydroma o velikosti  $V_N = 63 \text{ dm}^3$  typ: AB 70, hliníkovou.**

### 3.2 Tepelný výpočet hydraulického pohonu

Zvolený typický průběh pracovní funkce  $T_c = 1 \text{ h}$ , za tento čas projede vozík 3x pojezdovou dráhu o délce  $L_p = 20 \text{ m}$  tam a zpět, 9x spustí a zvedne zátěž s maximální hmotností. Po celou pracovní dobu bude hydrogenerátor v činnosti.

- Výpočet základního ztrátového výkonu hydrogenerátoru v odlehčeném stavu

$$P_{z1} = Q_{Gsk} \cdot p_{G0} = 1,23 \cdot 10^{-4} \cdot 0,3 \cdot 10^6 = 36,9 \text{ W} , \quad (3.2.1)$$

kde  $Q_{GSK}$  je skutečný průtok hydrogenerátoru;  $Q_{Gsk} = 1,23 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$   
z rovnice (3.1.18).

$P_{z1}$  - doba ztrátového výkonu ;  $t_1 = T_c = 3600 \text{ s}$ .

$p_{G0}$  - předpokládaná tlaková ztráta v hydraulickém obvodu;  $p_{G0} = 0,3 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ .

Ztráta  $P_{z1}$  se vyskytuje po celou dobu  $T_c$ .

- Výpočet ztrátového výkonu při pojezdu vozíku při rychlosti  $v_p = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$P_{z2} = Q_{HM} \cdot \Delta p_v + Q_{p1} \cdot p_1 = (8,122 \cdot 10^{-5} \cdot 2 \cdot 10^6 + 3,978 \cdot 10^{-5} \cdot 18 \cdot 10^6) \quad (3.2.2)$$

$$P_{z2} = 878,48 \text{ W} = 0,9 \text{ kW} ,$$

$$Q_{p1} = Q_{GSK} - Q_{HM} = 1,23 \cdot 10^{-4} - 8,122 \cdot 10^{-5} = 4,178 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.2.3)$$

$$= 2,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} ,$$

kde  $\Delta p_v$  je tlakový spád na proporciálním rozváděči viz rovnice (3.3.32),

$p_1$  - pracovní tlak v hydromotoru (zvolen),

$Q_{HM}$  - průtok pracovního média hydromotoru z rovnice (3.3.29),

$Q_{GSK}$  - maximální skutečný průtok hydrogenerátorem;  $Q_{GSK} = 1,23 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ .

- Výpočet doby ztrátového výkonu  $P_{z2}$

$$t_2 = \left( \frac{L_p}{v_p} \right) \cdot 6 = \left( \frac{20}{0,2} \right) \cdot 6 = 600 \text{ s} , \quad (3.2.4)$$

kde  $L_p$  je délka pojezdové dráhy (zadáno),

$v_p$  - pojezdová rychlost (zadáno).

- Výpočet ztrátového výkonu při zdvihu zátěže

$$P_{z3} = Q_1 \cdot \Delta p_{stř} + Q_{p2} \cdot p_1 = 1,23 \cdot 10^{-4} \cdot 8 \cdot 10^6 + 0 \cdot 18 \cdot 10^6 = 984 \text{ W} , \quad (3.2.5)$$

$$Q_{p2} = Q_{GSK} - Q_1 = 1,23 \cdot 10^{-4} - 1,23 \cdot 10^{-4} = 0 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} , \quad (3.2.6)$$

kde  $Q_{GSK}$  je skutečný průtok hydrogenerátoru;  $Q_{Gsk} = 1,23 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  z rovnice (3.1.18),

$Q_1$  - potřebný průtok pod pístem hydromotoru;  $Q_1 = 1,23 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ,

$\Delta p_{stř}$  - předpokládaná tlaková ztráta u hydromotoru;  $\Delta p_{stř} = 8 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ ,

$p_1$  - pracovní tlak v hydromotoru (zvolen);  $p_1 = 18 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ .

- Výpočet času působení ztrátového výkonu

$$t_3 = 9 \cdot \left( \frac{h_c}{v_v} \right) = 9 \cdot \left( \frac{0,250}{1 \cdot 10^{-2}} \right) = 225 \text{ s} , \quad (3.2.7)$$

kde  $h_c$  je celkový zdvih přímočarého hydromotoru;  $h_c = 0,250 \text{ m}$  (zadáno),

$v_v$  - maximální pracovní rychlost vysouvání pístnice hydromotoru;  $v_v = 1 \cdot 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  (zadáno).

- Výpočet ztrátového výkonu při spouštění zátěže

$$P_{z4} = Q_2 \cdot \Delta p_{stř} + Q_{p3} \cdot p_1 = 5,91 \cdot 10^{-5} \cdot 16 \cdot 10^6 + 6,39 \cdot 10^{-5} \cdot 18 \cdot 10^6 \quad (3.2.8)$$

$$P_{z4} = 2095,8 \text{ W} = 2,1 \text{ kW} ,$$

$$Q_{p3} = Q_{GSK} - Q_2 = 1,23 \cdot 10^{-4} - 5,91 \cdot 10^{-5} = 6,39 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.2.9)$$

$$= 3,8 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} ,$$

kde  $Q_{GSK}$  je maximální skutečný průtok hydrogenerátorem;  $Q_{GSK} = 1,23 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ,

$Q_2$  - průtok na mezikruží přímočarého hydromotoru;  $Q_2 = 5,91 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ,

$p_1$  - pracovní tlak v hydromotoru (zvolen);  $p_1 = 18 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ ,

$\Delta p_{stř}$  - předpokládaná tlaková ztráta u hydromotoru;  $\Delta p_{stř} = 16 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ .

- Výpočet času působení ztrátového výkonu

Čas ztrátového výkonu  $t_4$  odpovídá ztrátovému času  $t_3$  z rovnice (3.2.7)

$$t_4 = t_3 = 225 \text{ s}.$$

- Výpočet středního ztrátového výkonu

$$P_{zstř} = \sum_{i=1}^n \frac{P_{zi} \cdot t_i^2}{T_c} = \frac{P_{z1} \cdot t_1^2 + P_{z2} \cdot t_2^2 + P_{z3} \cdot t_3^2 + P_{z4} \cdot t_4^2}{T_c} \quad (3.2.10)$$

$$P_{zstř} = \frac{36,9 \cdot 3600^2 + 878,4 \cdot 600^2 + 984 \cdot 225^2 + 2095,8 \cdot 225^2}{3600 \cdot 1000} = 264 \text{ W}, \text{ kde je:}$$

kde  $P_{z1}$  je ztrátový výkon hydrogenerátoru v odlehčeném stavu,

$P_{z2}$  - ztrátový výkon při pojezdu vozíku,

$P_{z3}$  - ztrátový výkon při zdvihu zátěže,

$P_{z4}$  - ztrátový výkon při spouštění zátěže,

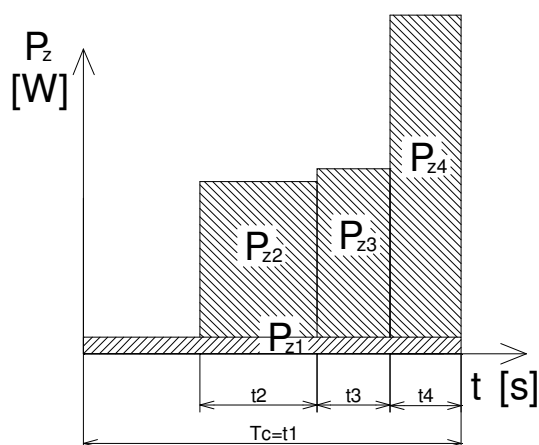
$t_1$  - doba ztrátového výkonu  $P_{z1}$ ,

$t_2$  - doba ztrátového výkonu  $P_{z2}$ ,

$t_3$  - doba ztrátového výkonu  $P_{z3}$ ,

$t_4$  - doba ztrátového výkonu  $P_{z4}$ .

Střední ztrátový výkon je ekvivalentní k tepelnému toku  $\phi$ , který zahřívá hydraulický obvod.



Obr. 3.2.1 Diagram časového průběhu výkonu

Legenda k Obr. 3.2.1

$P_{z1}$  - ztrátový výkon hydrogenerátoru v odlehčeném stavu -  $P_{z2}$  - ztrátový výkon při pojezdu vozíku,  $P_{z3}$  - ztrátový výkon při zdvihu zátěže,  $P_{z4}$  - ztrátový výkon při spouštění zátěže

**Výpočet tepelného toku odvedeného povrchem nádrže a ocelových částí hydraulického obvodu.**

- Výpočet tepla odvedeného nádrží

$$\phi_N = k_N \cdot S_N \cdot \Delta t = 10 \cdot 0,99 \cdot 30 = 297 \text{ W} , \quad (3.2.11)$$

kde  $k_N$  je součinitel prostupu tepla;  $k_N = 10 \text{ W.m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$  ,

$\Delta t$  - rozdíl teplot okolí a teploty oleje;  $\Delta t = 30 \text{ }^\circ\text{C}$  ,

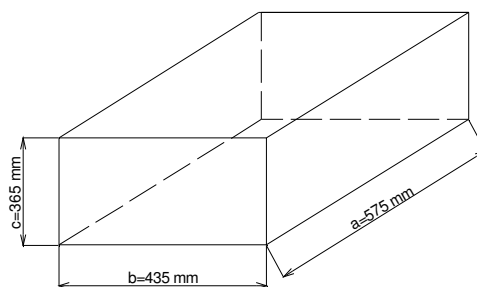
$\Delta t = t_{ok} - t_{ol} = 60 - 30 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$  ,

$S_N$  - teplosměnná plocha nádrže z rovnice (3.2.12).

- Výpočet teplosměnné plochy nádrže

$$S_N = (2 \cdot a \cdot b + 2 \cdot a \cdot c + 2 \cdot b \cdot c) \cdot 0,8 = 1,6 \cdot (a \cdot b + a \cdot c + b \cdot c) \quad (3.2.12)$$

$$S_N = 1,6 \cdot (0,575 \cdot 0,435 + 0,575 \cdot 0,365 + 0,435 \cdot 0,365) = 0,99 \text{ m}^2 .$$



Obr. 3.2.2 Rozměry nádrže

I když nádrž je schopna odvést celkové ztrátové teplo, bude z bezpečnostních důvodů instalován vzduchový chladič.

- Výpočet celkové účinnosti energetického přenosu v hydraulickém obvodu s hydraulickou regulací

$$\eta_{c,EP} = 1 - \frac{P_{zstř}}{P_e} = 1 - \frac{264}{2768} = 0,90 = 90 \% , \quad (3.2.13)$$

kde  $P_{zstř}$  je střední ztrátový výkon vypočteno z rovnice (3.2.10),

$P_e$  - výkon hnacího elektromotoru viz. rovnice (3.1.19).

- Výpočet tepelného toku –chladič při rozdílu teploty  $\Delta t = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\phi_{ch} = P_m \cdot \Delta t = 60 \cdot 30 = 1800\text{ W} = 1,8\text{ kW} , \quad (3.2.14)$$

kde  $P_m$  je měrný tepelný výkon;  $P_m = 0,06\text{ kW}/^{\circ}\text{C}$  z katalogu výrobce.

**Volím vzduchový chladič firmy AsaHydraulik , typ: TT 06 HP 24V DC.**

- Výpočet křivky oteplení obvodu

$$t = t_s + \frac{\phi}{k_N \cdot S_N} \cdot \left( 1 - e^{-\frac{\tau}{T}} \right), \quad (3.2.15)$$

kde  $T$  je časová konstanta oteplení hydraulického obvodu,

$\tau$  - časová funkce,

$t_s$  - počáteční teplota pracovní kapaliny; volím  $t_s=20\text{ s}$ .

- Výpočet časové konstanty oteplení hydraulického obvodu

$$T = \frac{c_k \cdot m_{ka} + c_o \cdot m_o}{k_N \cdot S_N} = \frac{1800 \cdot 80 + 400 \cdot 350}{10 \cdot 0,99} = 28687\text{ s} \doteq 7,97\text{ h} , \quad (3.2.16)$$

kde  $c_k$  je měrné teplo pracovní kapaliny;  $c_k=1800\text{ J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$  ,

$c_o$  - měrné teplo ocelových částí hydraulického obvodu;  $c_o=400 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ,  
 $m_{ka}$  - hmotnost pracovní kapaliny v hydraulickém obvodu;  $m_{ka}=80 \text{ kg}$ ,  
 $m_o$  - hmotnost ocelových částí hydraulického pohonu;  $m_o=350 \text{ kg}$ .

- Výpočet ustálené hodnoty  $t$  v čase  $t = T = 7,97 \text{ h}$

$$t_u = t_s + \frac{\phi}{k_N \cdot S_N} = 20 + \frac{264}{10 \cdot 0,99} = 46,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad , \quad (3.2.17)$$

kde  $\phi$  je tepelný tok;  $\phi = 264 \text{ W}$ ,

$t_s$  - počáteční teplota pracovní kapaliny; volím  $t_s=20 \text{ s}$ ,

$k_N$  - součinitel prostupu tepla nádrží; zvoleno  $k_N = 10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ,

$S_N$  - teplosměnná plocha nádrže z rovnice (3.2.12).

- Výpočet okamžité teploty  $t$  v čase  $t=T=7,97 \text{ h}$

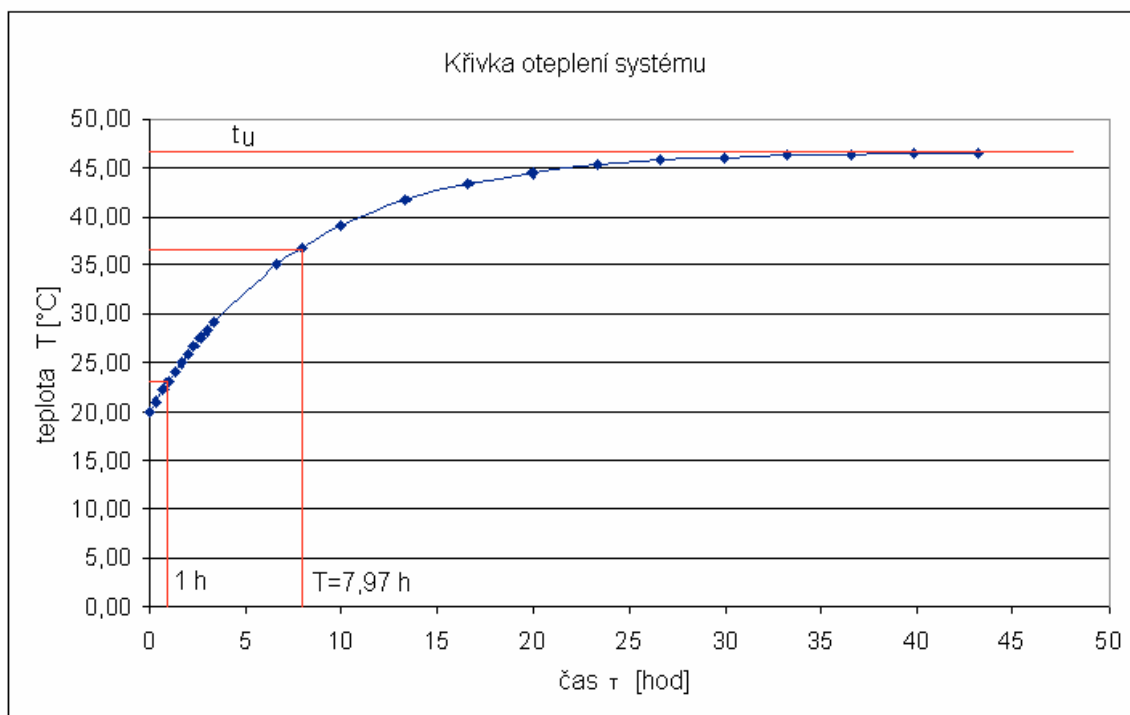
$$t = t_s + \frac{\phi}{k_N \cdot S_N} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\tau}{T}}\right) = 20 + \frac{264}{10 \cdot 0,99} \cdot \left(1 - e^{-\frac{7,97}{7,97}}\right) = 36,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad . \quad (3.2.18)$$

Tab. 3.2.1 Tabulka zvolených hodnot pro vykreslení křivky oteplení

$\tau [\text{hod}]$	0	0,33	0,67	1	1,33	1,66	2	2,33	2,66
$T [^\circ\text{C}]$	20,00	21,08	22,15	23,15	24,10	25,02	25,93	26,77	27,58

$\tau [\text{hod}]$	2,99	3,33	6,65	7,97	9,98	13,31	16,64	19,96	23,28
$T [^\circ\text{C}]$	28,35	29,12	35,11	36,88	39,07	41,68	43,39	44,52	45,26



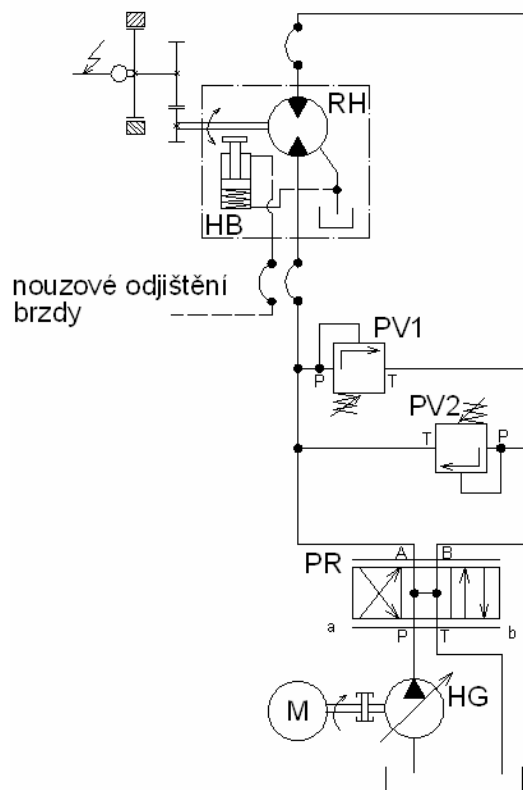


Obr. 3.2.3 Grafické znázornění křivky oteplení

Z grafu na Obr. 3.2.3 lze vidět, že i kdyby byla startovací teplota  $t_s = 30^{\circ}\text{C}$ , nedojde k zapnutí chladiče, neboť při  $30^{\circ}\text{C}$  by ustálená hodnota byla  $t_u = 56,7^{\circ}\text{C}$ . Z hlediska tepelné stránky je vozík správně navržen.

### 3.3 Hydraulický pohon pojezdu vozíku

Na Obr. 3.3.1 je schéma obvodu pro pojezd vozíku.



Obr. 3.3.1 Hydraulické schéma pojezdu vozíku

*HG* – hydrogenerátor, *PR* – proporciální rozváděč, *PV1*, *PV2* – pojistný ventil,

*RH* – rotační hydromotor, *HB* – hydraulická brzda

#### Popis funkce obvodu

Po přestavení proporciálního rozváděče *PR* do polohy „b“ se přivede tlak do rotačního hydromotoru *RH*, vozík se pohybuje dopředu. Po přestavení proporciálního rozváděče *PR* do polohy „a“ se přivede tlak do rotačního hydromotoru *RH*, vozík se pohybuje dozadu. Jelikož může nastat tlaková špička v obvodu z důvodu setrvačných sil, jsou proto umístěny v obou větvích pojistné ventily *PV1* a *PV2*.

#### Výpočet trakčního odporu vozíku

- Výpočet statické hodnoty trakčního odporu

$$T_{ro} = F_c \cdot \frac{\zeta + f \cdot r}{R} \cdot \kappa = 227,6 \cdot 10^3 \cdot \frac{6 \cdot 10^{-4} + 0,02 \cdot 0,07}{0,175} \cdot 1,8 = 4682 \text{ N}, \quad (3.3.1)$$

kde:  $F_c$  - statické zatížení pojezdových kol;  $F_c = 227,6 \cdot 10^3 \text{ N}$  viz rovnice (3.3.2).

Parametry zadané zadavatelem práce:

$R$  - poloměr pojezdového kola;  $R = 0,175 \text{ m} = 175 \text{ mm}$ ,

$r$  - poloměr ložiska;  $r = 0,070 \text{ m} = 70 \text{ mm}$ ,

$\zeta$  - poloměr valivého odporu;  $\zeta = 6 \cdot 10^{-4} \text{ m}$ ,

$\kappa$  - součinitel přihlížející k odporům nákolků;  $\kappa = 1,8$ ,

$f$  - součinitel tření ložiska;  $f = 0,02$ .

- Výpočet statického zatížení čtyř pojezdových kol

$$F_c = m_c \cdot g = 23200 \cdot 9,81 = 227592 \text{ N} = 227,6 \text{ kN} \quad (3.3.2)$$

kde  $g$  je tíhové zrychlení;  $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ ,

$m_c$  - celková maximální hmotnost vozíku se svítkem,  $m_c = 23200 \text{ kg}$  (zadáno).

- Výpočet kroutícího momentu na kolech od statického trakčního odporu

$$M_{KS} = T_{ro} \cdot R = 4682 \cdot 0,175 = 819,35 \text{ N} \cdot \text{m}, \quad (3.3.3)$$

kde  $R$  je poloměr pojezdového kola;  $R = 0,175 \text{ m} = 175 \text{ mm}$  (zadáno),

$T_{ro}$  - trakční odpor, viz rovnice (3.3.1).

### Výpočet dynamického momentu $M_{KD}$

$$M_{KD} = J_{red} \cdot \varepsilon, \quad (3.3.4)$$

kde  $J_{red}$  je setrvačný moment redukováný do osy hnacího hydromotoru [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ],

$\varepsilon$  - úhlové zrychlení vozíku [ $\text{s}^{-2}$ ].

Pro výpočet setrvačného momentu  $J_{red}$  je použita metoda redukce. Platí podmínka: kinetická energie vozíku se rovná kinetické energii jedné rotační hmoty v místě, kde se redukce provádí.

$$\frac{1}{2} \cdot J_1 \cdot \omega_1^2 + \frac{1}{2} \cdot J_2 \cdot \omega_1^2 + \frac{1}{2} \cdot m_c \cdot v_p^2 = J_{red} \cdot \omega_2^2 - \frac{1}{2} \cdot J_{HM} \cdot \omega_2^2 - \frac{1}{2} \cdot J_p \cdot \omega_2^2, \quad (3.3.5)$$

kde  $J_1$  je moment setrvačnosti hnané nápravy [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ],

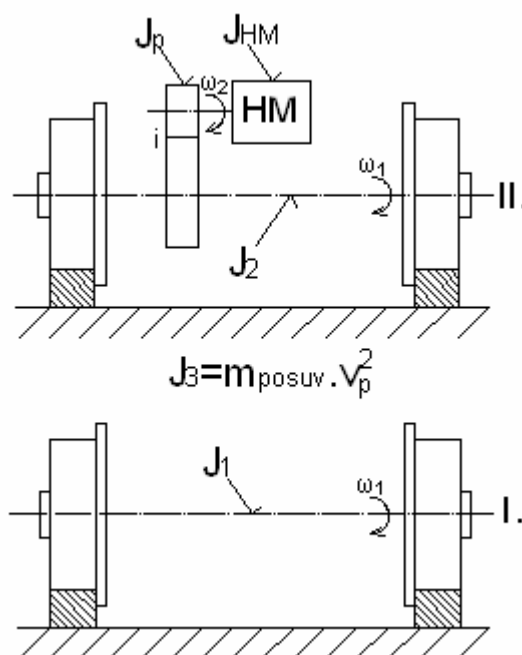
$J_2$  - moment setrvačnosti hnací nápravy [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ],

$J_{HM}$  - moment setrvačnosti hydromotoru [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ],

$J_p$  - moment setrvačnosti pastorku [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ],

$\omega_1$  - úhlová rychlost oběžného kola [ $\text{s}^{-1}$ ],

$\omega_2$  - úhlová rychlost hydromotoru [ $\text{s}^{-1}$ ].



Obr. 3.3.2 Schéma pro výpočet redukovaného momentu setrvačnosti  $J_{red}$

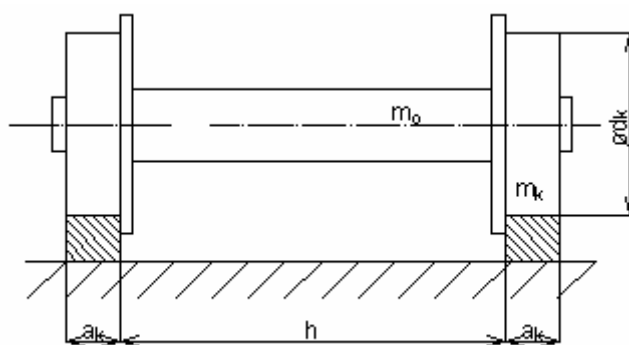
Pomocí úhlové rychlosti  $\omega_1$  a poměru  $i$  lze vypočítat úhlovou rychlost  $\omega_2$ , nebo také vyjádřit poměr  $i$  viz. rovnice (3.3.6) a následně dosadit do rovnice (3.3.7) pro výpočet redukovaného momentu setrvačnosti.

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot i \Rightarrow i = \frac{\omega_2}{\omega_1}, \quad i^2 = \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2, \quad (3.3.6)$$

$$J_{red} = J_{HM} + J_p + J_1 \cdot \left( \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 + J_2 \cdot \left( \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 + m_c \cdot \left( \frac{v_p}{\omega_2} \right)^2. \quad (3.3.7)$$

Setrvačný moment spojky není uveden ve výpočtu, neboť tam není, hydromotor je přímo spojen s pastorkem.

- Výpočet momentu setrvačnosti hnané nápravy  $J_1$



Obr. 3.3.3 Náskres pro výpočet hnané nápravy

Parametry vozíku zadané zadavatelem práce :

$$a_k = 0,120 \text{ m} , \quad h = 0,920 \text{ m} , \quad \phi d_o = 0,1 \text{ m} , \quad \phi d_k = 0,350 \text{ m} .$$

Na základě konstrukčního návrhu byly v rámci diplomového projektu spočteny tyto hodnoty:

$$m_{os} - \text{hmotnost osy; } m_{os} = 57 \text{ kg} ,$$

$$m_k - \text{hmotnost kola; } m_k = 91 \text{ kg} ,$$

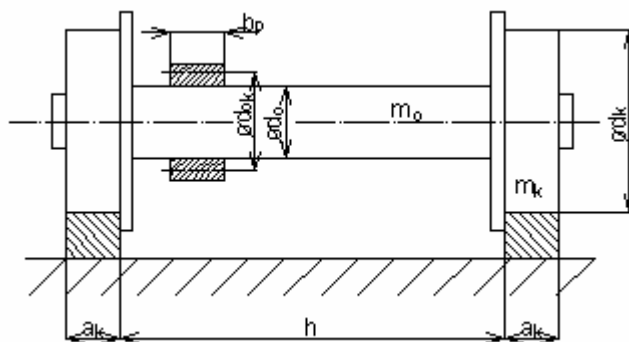
$$\text{celková hmotnost obou kol: } m_{ck} = 2 \cdot m_k = 2 \cdot 91 = 182 \text{ kg} , \quad (3.3.8)$$

$$\text{celková hmotnost dvojkolí: } m_{cd} = m_o + m_{ck} = 57 + 182 = 239 \text{ kg} . \quad (3.3.9)$$

- Výpočet momentu setrvačnosti dvojkolí  $J_1$

$$J_1 = m_{os} \cdot \left( \frac{d_o}{2} \right)^2 + m_{ck} \cdot \left( \frac{d_k}{2} \right)^2 = 57 \cdot \left( \frac{0,1}{2} \right)^2 + 182 \cdot \left( \frac{0,35}{2} \right)^2 = 5,716 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 . \quad (3.3.10)$$

▪ Výpočet momentu setrvačnosti hnací nápravy  $J_2$



Obr. 3.3.4 Nákres pro výpočet hnací nápravy

Na základě konstrukčního návrhu byly v rámci diplomového projektu spočteny tyto hodnoty:

$m_{os}$  - hmotnost osy;  $m_{os} = 51 \text{ kg}$ ,

$m_k$  - hmotnost oběžného ozubeného kola;  $m_{ok} = 48 \text{ kg}$ ,

$m_{ck}$  - hmotnost obou kol;  $m_{ck} = 182 \text{ kg}$ ,

celková hmotnost hnací nápravy  $m_{cn2} = m_{os} + m_{ck} + m_{ok}$  (3.3.11)

$$m_{cn2} = 51 + 182 + 48,4 = 281,4 \text{ kg}.$$

▪ Výpočet setrvačného momentu hnací nápravy  $J_2$

Parametry vozíku zadané zadavatelem práce:

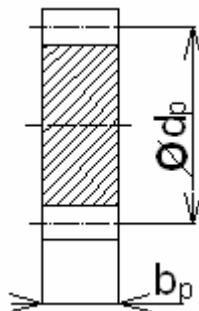
$\phi d_o = 0,1 \text{ m}$ ,  $\phi d_k = 0,350 \text{ m}$ ,  $\phi d_{ok} = 0,280 \text{ m}$ ,

vypočtené parametry:  $m_{os} = 51 \text{ kg}$ ,  $m_{ok} = 48 \text{ kg}$ ,  $m_{ck} = 182 \text{ kg}$ ,

$$J_2 = m_{os} \cdot \left( \frac{d_o}{2} \right)^2 + m_{ck} \cdot \left( \frac{d_k}{2} \right)^2 + m_{ok} \cdot \left( \frac{d_{ok}}{2} \right)^2 \quad (3.3.12)$$

$$J_2 = 51 \cdot \left( \frac{0,1}{2} \right)^2 + 182 \cdot \left( \frac{0,35}{2} \right)^2 + 48 \cdot \left( \frac{0,28}{2} \right)^2 = 6,65 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

▪ Výpočet setrvačného momentu pastorku  $J_p$



Obr. 3.3.5 Nákres pro výpočet setrvačného momentu pastorku

Parametry zadané zadavatelem práce:

$b_p$  - šíře pastorku;  $b_p = 0,120 \text{ m}$ ,

$d_p$  - průměr pastorku;  $\phi d_p = 0,168 \text{ m}$ ,

$\rho$  - hustota železa,  $\rho = 7860 \text{ kg} \cdot \text{m}^3$  (technické tabulky),

$$\text{hmotnost pastorku } m_p = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot b_p \cdot \rho = \frac{\pi \cdot 0,168^2}{4} \cdot 0,1 \cdot 7860 = 17,4 \text{ kg} . \quad (3.3.13)$$

▪ Výpočet setrvačného momentu pastorku  $J_p$

$$J_p = m_p \cdot \left( \frac{d_p}{2} \right)^2 = 17,4 \cdot \left( \frac{0,168}{2} \right)^2 = 0,123 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 , \quad (3.3.14)$$

kde  $m_p$  je hmotnost pastorku viz rovnice (3.3.13),

$d_p$  - průměr pastorku;  $d_p = 0,168 \text{ m}$  (zadáno).

▪ Výpočet setrvačného momentu posuvných hmot  $J_3$  vzhledem k ose vozu

Kde  $m_c$  je hmotnost vozu s maximální zátěží;  $m_c = 23200 \text{ kg}$ ,

$m_{cd}$  - celková hmotnost dvojkolí z rovnice (3.3.9),

$m_{nc2}$  - celková hmotnost hnací nápravy z rovnice (3.3.11),

$m_p$  - hmotnost pastorku z rovnice (3.3.13),

hmotnost vozu bez rotujících členů (náprav)

$$m_{posuv} = m_c - m_{cd} - m_{nc2} - m_p \quad (3.3.15)$$

$$m_{posuv} = 23200 - 239 + 281,4 - 17,4 = 22662 \text{ kg} .$$

▪ **Výpočet setrvačného momentu posuvných hmot  $J_3$**

$$J_3 = m_{posuv} \cdot v_p^2 = 22662 \cdot 0,2^2 = 906,48 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 , \quad (3.3.16)$$

kde  $m_{posuv}$  je hmotnost vozu bez rotujících členů z rovnice (3.3.15),

$v_p$  - pojezdová rychlost (zadáno).

▪ **Výpočet setrvačného momentu hydromotoru  $J_{HM}$**

Kde  $J_{HM}$  - setrvačný moment hydromotoru;  $J_{HM} = 0,026 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$  (hodnota z katalogu výrobce),

$v_p$  - pojezdová rychlost (zadáno),

$d_k$  - průměr pojezdového kola;  $\phi d_k = 0,350 \text{ m}$ ,

$$\text{úhlová rychlost oběžného kola} \quad \omega_1 = \frac{2 \cdot v_p}{d_k} = \frac{2 \cdot 0,2}{0,350} = 1,14 \text{ s}^{-1} , \quad (3.3.17)$$

$$\text{úhlová rychlost hydromotoru} \quad \omega_2 = \omega_1 \cdot i = 1,14 \cdot 1,67 = 1,904 \text{ s}^{-1} . \quad (3.3.18)$$

▪ **Výpočet redukovaného momentu setrvačnosti vozu do osy hydromotoru**

kde  $J_{HM}$  je setrvačný moment hydromotoru;  $J_{HM} = 0,026 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$  (hodnota z katalogu výrobce),

$J_p$  - setrvačný moment pastorku [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ] z rovnice (3.3.14),

$J_1$  - moment setrvačnosti hnané nápravy [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ] z rovnice (3.3.10),

$J_2$  - moment setrvačnosti hnací nápravy [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ] z rovnice (3.3.12),

$J_3$  - moment setrvačnosti posuvných hmot [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ] z rovnice (3.3.16),



$$J_{red} = J_{HM} + J_P + J_1 \cdot \frac{1}{i^2} + J_2 \cdot \frac{1}{i^2} + J_3 \cdot \frac{1}{\omega_2^2} \quad (3.3.19)$$

$$J_{red} = 0,026 + 0,123 + 5,72 \cdot \frac{1}{1,67^2} + 6,65 \cdot \frac{1}{1,67^2} + 906,48 \cdot \frac{1}{1,904^2}$$

$$J_{red} = 254,63 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \doteq 255 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

- Výpočet dynamického momentu hydromotoru

$$M_{kd} = J_{red} \cdot \varepsilon, \quad (3.3.20)$$

následně lze vyjádřit i úhlové zrychlení  $\varepsilon$

$$\varepsilon = \frac{d\omega_1}{dt} = \frac{\omega_1}{t}, \quad (3.3.21)$$

kde  $J_{red}$  je redukovaný moment setrvačnosti vozu do osy hydromotoru z rov. (3.3.19),

$\omega_1$  - úhlová rychlost [ $\text{s}^{-1}$ ] z rov. (3.3.17),

pro rovnoměrně zrychlený a bržděný pohyb volím čas  $t = 2 \text{ s}$ ,

$$M_{kd} = J_{red} \cdot \frac{\omega_1}{t} = 255 \cdot \frac{1,14}{2} = 145,35 \text{ N} \cdot \text{m}. \quad (3.3.22)$$

- Výpočet celkového zátěžného momentu

$M_{kd}$  - dynamický moment hydromotoru z rovnice (3.3.22),

$M_{ks}$  - statický moment na kolech rovnice (3.3.3),

$$M_{kc} = M_{ks} + M_{kd} = 819,35 + 145,35 = 964,7 \text{ N} \cdot \text{m}. \quad (3.3.23)$$

- Výpočet potřebného hnacího momentu hydromotoru

$M_{kc}$  - celkový zátěžný moment z rovnice (3.3.23),

kde  $i$  je převodový poměr mezi oběžným kolem a pastorkem na hydromotoru (zadáno),

$$M_{kHM} = \frac{M_{kc}}{i} = \frac{964,7}{1,67} = 577,7 \text{ N} \cdot \text{m} \doteq 578 \text{ N} \cdot \text{m}. \quad (3.3.24)$$

### Dimenze hnacího hydromotoru

- Výpočet geometrického objemu hydromotoru

Kde  $M_{kHM}$  je potřebný hnací výkon hydromotoru z rovnice (3.3.24)

$\Delta p_{HM}$  - zvolený geometrický tlakový spád na hydromotoru;  $\Delta p_{HM} = 16 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ ,

$\eta_{cHM}$  - předpokládaná celková účinnost hydromotoru;  $\eta_{cHM} = 0,9$ ,

$$V_{GHM} = \frac{M_{kHM} \cdot 2\pi}{\Delta p_{HM} \cdot \eta_{cHM}} = \frac{578 \cdot 2\pi}{16 \cdot 10^6 \cdot 0,9} = 2,522 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \doteq 252 \text{ cm}^3 \cdot \text{ot}^{-1}. \quad (3.3.25)$$

Volím **radiální pístový hydromotor firmy Poclain, typ MS 05-6-1130-F05-2A40-0000, který bude vybaven parkovací kotoučovou brzdou a hydraulicky odjišťovanou silou F**, parametry hydromotoru:

geometrický objem:  $260 \text{ cm}^3 \cdot \text{ot}^{-1}$ ,

kroutící moment:  $413 \text{ N} \cdot \text{m}$ ,

maximální tlak:  $450 \text{ bar}$ ,

maximální výkon:  $29 \text{ kW}$ . [12]

- Výpočet skutečného potřebného tlakového spádu na hydromotoru

Kde  $V_{HM}$  je geometrický objem hydromotoru zvolený z katalogu firmy Rexroth;

$$V_{HM} = 260 \text{ cm}^3 \cdot \text{ot}^{-1},$$

$\Delta p_{HM}$  - zvolený geometrický tlakový spád na hydromotoru;  $\Delta p_{HM} = 16 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ ,

$V_{GHM}$  - geometrický objem hydromotoru z rovnice (3.3.25),

$$\Delta p_{SHM} = \Delta p_{HM} \cdot \frac{V_{GHM}}{V_{HM}} = 16 \cdot 10^6 \cdot \frac{2,52 \cdot 10^{-4}}{2,60 \cdot 10^{-4}} = 15,508 \cdot 10^6 \text{ Pa} . \quad (3.3.26)$$

- Výpočet zásoby tlaku pro řízení kinematických parametrů

Kde  $\Delta p_{SHM}$  -skutečný potřebný geometrický tlakový spád na hydromotoru  
viz rovnice (3.3.26),

$\Delta p_{HM}$  -zvolený geometrický tlakový spád na hydromotoru;  $\Delta p_{HM} = 16 \cdot 10^6 \text{ Pa}$  ,

$$\Delta p = \Delta p_{HM} - \Delta p_{SHM} = 16 \cdot 10^6 - 15,51 \cdot 10^6 = 0,49 \cdot 10^6 \text{ Pa} . \quad (3.3.27)$$

- Výpočet provozních otáček hydromotoru při pojzdové rychlosti  $v_p = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Kde  $\omega_2$  je úhlová rychlost hydromotoru;  $\omega_2 = 1,904 \text{ s}^{-1}$  ,

$$n_{HM} = \frac{\omega_2}{2\pi} = \frac{1,904}{2\pi} = 0,303 \text{ s}^{-1} \doteq 18,2 \text{ min}^{-1} . \quad (3.3.28)$$

- Výpočet průtoku pracovního média hydromotoru

Kde  $V_{HM}$  je geometrický objem hydromotoru zvolený z katalogu firmy Rexroth;

$$V_{HM} = 260 \text{ cm}^3 \cdot \text{ot}^{-1} ,$$

$n_{HM}$  - provozní otáčky hydromotoru viz rovnice (3.3.28),

$\eta_{Q,HM}$  - předpokládaná objemová účinnost hydromotoru ;  $\eta_o = 0,97$  ,

$$Q_{HM} = V_{HM} \cdot n_{HM} \cdot \frac{1}{\eta_{Q,HM}} = 2,60 \cdot 10^{-4} \cdot 0,303 \cdot \frac{1}{0,97} = 8,122 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.3.29)$$

$$\doteq 4,87 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} .$$

- Výpočet potřebného výkonu pro pojzd vozíku

Kde  $\Delta p_{SHM}$  -skutečný potřebný geometrický tlakový spád na hydromotoru viz rovnice  
(3.3.26),

$\eta_{c, HM}$  - předpokládaná celková účinnost hydromotoru;  $\eta_{c, HM} = 0,97$ ,

$Q_{HM}$  - průtok pracovního média z rovnice (3.3.29),

$$P_P = \frac{\Delta p_{SHM} \cdot Q_{HM}}{\eta_{c, HM}} = \frac{15,508 \cdot 10^6 \cdot 8,12 \cdot 10^{-5}}{0,9} = 1399,17 \text{ W} \doteq 1,4 \text{ kW} . \quad (3.3.30)$$

### Návrh proporčního rozváděče pro ovládání hydromotoru

Vypočtené a zvolené hodnoty:

$\Delta p_{SHM}$  -skutečný potřebný geometrický tlakový spád na hydromotoru viz. rov. (3.3.26),

$p_G$  - zvolený tlak na hydrogenerátoru;  $p_G = 18 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ ,

$p_T$  - zvolený tlak v odpadní větvi;  $p_T = 0,5 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ .

- Výpočet celkového tlakového spádu na hydromotoru v ustáleném stavu

$$\Delta p_c = p_G - p_T = 18 \cdot 10^6 - 0,5 \cdot 10^6 = 17,5 \cdot 10^6 \text{ Pa} , \quad (3.3.31)$$

potom vypočteme tlakový spád na proporčním ventilu

$$\Delta p_v = \Delta p_c - \Delta p_{SHM} = 17,5 \cdot 10^6 - 15,51 \cdot 10^6 = 2 \cdot 10^6 \text{ Pa} , \quad (3.3.32)$$

jednotlivé tlakové spády ve větvích obvodu

$$\Delta p_{v1} = \Delta p_{v2} = 2 \cdot 10^6 / 2 = 1 \cdot 10^6 \text{ Pa} , \quad (3.3.33)$$

celkový tlakový spád na proporčním ventilu  $\Delta p_v = 2 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ .

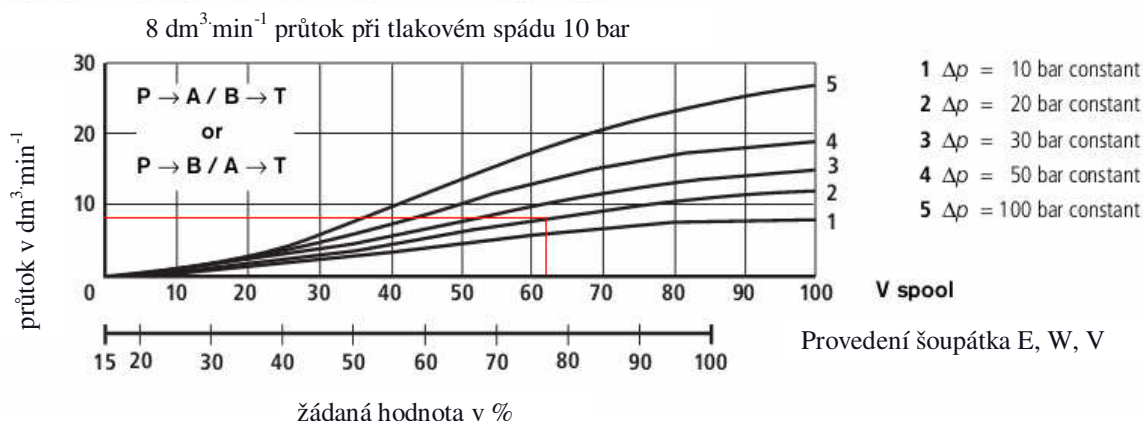
Volím **přímořízený proporční rozváděč se snímačem polohy šoupátka firmy Bosch-Resroth, typ 4WREE 6V 08-2X/G24** s parametry:

světlost NG 6; maximální provozní tlak  $p_{\max} = 31,5 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ ; nominální průtok:  $1,33 \cdot 10^{-4} \text{ Pa}$

Hystereze:  $\leq 0,1 \%$ . [11]

Průtoková charakteristika tohoto proporčního rozváděče je uvedena na Obr. 3.3.6, kde tlakový spád na rozváděči je  $\Delta p_{pr} = 2 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ , z charakteristiky na Obr. 3.3.6 odečtu

průtok  $Q = 7,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$  a po překřížení s křivkou 2 odečtu hodnotu  $I / I_{\max} = 62 \%$ .



Obr. 3.3.6 Průtoková charakteristika (katalogový list Bosch Rexroth)

Při maximálním průtoku  $Q_{GSK} = 1,21 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 7,23 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$  lze zvýšit pojezdovou rychlost na  $v_{p \max}$ .

- Výpočet maximální pojezdové rychlosti při maximálním průtoku hydrogenerátoru

kde  $Q_{GSK}$  je skutečný průtok hydrogenerátorem vypočteno z rovnice (3.1.18),

$Q_{HM}$  - průtok hydromotorem viz. rov. (3.3.29),

$v_p$  - pojezdová rychlost (byla zadána),

$$v_{p \max} = v_p \cdot \frac{Q_{GSK}}{Q_{HM}} = 0,2 \cdot \frac{1,21 \cdot 10^{-4}}{8,116 \cdot 10^{-5}} = 0,3 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.3.34)$$

- Výpočet maximální hodnoty otáček hydromotoru

Kde  $Q_{GSK}$  je skutečný průtok hydrogenerátorem vypočteno z rovnice (3.1.18),

$Q_{HM}$  - průtok hydromotorem viz rovnice (3.3.29),

$n_{HM}$  - otáčky hydromotoru, katalog výrobce,

$$n_{\max HM} = n_{HM} \cdot \frac{Q_{GSK}}{Q_{HM}} = 18,2 \cdot \frac{1,21 \cdot 10^{-4}}{8,116 \cdot 10^{-5}} = 27 \text{ s}^{-1} \quad (3.3.35)$$

## Dynamická analýza pojezdu vozíku

Systém hydromotor –zátěž je předepjatý hydraulický systém s tuhostí  $c_s$ :

$$c_s = 2 \cdot \left( \frac{V_{HM}}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{K}{\frac{V_{HM}}{2} + V_p} \quad (3.3.36)$$

kde  $V_p$  je objem hydraulického potrubí mezi hydromotorem a řídicím proporciálním

rozváděčem,  $V_p = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$  (zvoleno)

$V_{HM}$  - geometrický objem hydromotoru zvolený z katalogu firmy Rexroth,

$V_{HM} = 260 \text{ cm}^3$ ,

$K$  - modul pružnosti oleje;  $K = 1,4 \cdot 10^9 \text{ Pa}$ .

$$c_s = 2 \cdot \left( \frac{2,60 \cdot 10^{-4}}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{1,4 \cdot 10^9}{\frac{2,60 \cdot 10^{-4}}{2} + 0,2 \cdot 10^{-3}} = 1,453 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1},$$

- Výpočet vlastní frekvence pohonu pojezdu  $f_o$

$$f_o = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{c_s}{J_{red}}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{1,453 \cdot 10^4}{254,63}} = 0,725 \text{ Hz} \quad (3.3.37)$$

kde  $c_s$  je tuhost hydraulického systému;  $c_s = 1,453 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ ,

$J_{red}$  - redukovaný moment setrvačnosti vozu do osy hydromotoru

z rovnice (3.3.19).

- Výpočet skutečnitelné vlastní frekvence

$$\omega_r = f_o \cdot \frac{2\pi}{3} = 0,725 \cdot \frac{2\pi}{3} = 1,5 \text{ s}^{-1}, \quad (3.3.38)$$

- Výpočet časové konstanty přechodového děje (rozběhu a brzdění)

$$T_r = T_b = \frac{1}{\omega_r} = \frac{1}{1,5} = 0,67 \text{ s}, \quad (3.3.39)$$

kde  $\omega_r$  je vlastní skutečnitelná frekvence z rovnice (3.3.39).

Pro zajištění plynulého rozběhu a brždění setrvačných hmot vozíku se doporučuje volit dobu rozběhu  $t_r$  a dobu brždění  $t_b$  podle vztahu:

$$t_r = t_b = 4 \cdot T_r = 4 \cdot 0,67 = 2,68 \text{ s} \quad (3.3.40)$$

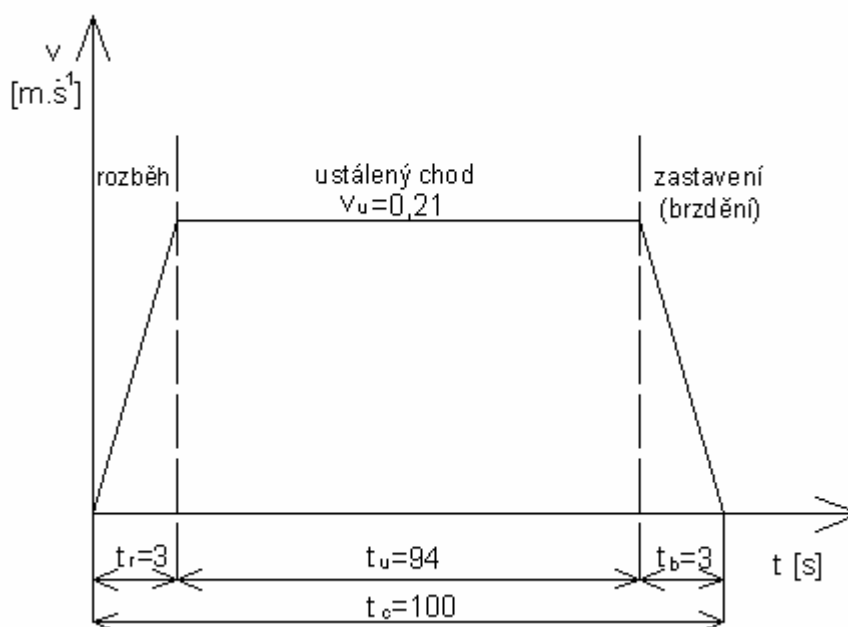
Časové rampy na řídicí elektronice proporciálního ventilu budou seřizeny na čas  $t_r = t_b = 3 \text{ s}$ .

Doba cyklu  $T_c = 100 \text{ s}$ , dobu ustáleného chodu vypočteme:

$$t_u = T_c - t_r - t_b. \quad (3.3.41)$$

pak ustálená rychlost chodu:

$$v_u = \frac{L_p}{0,5 \cdot t_r + t_u + 0,5 \cdot t_b} = \frac{20}{0,5 \cdot 3 + 94 + 0,5 \cdot 3} = 0,21 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (3.3.42)$$



Obr. 3.3.7 v-t diagram znázorňující průběh pohybových stavů pohonu

## 4 Závěr

V první části diplomové práce jsem zpracovala přehled současného stavu dané problematiky. Následně jsem navrhla dvě alternativy řešení a to řízení pomocí klasických řídicích prvků a proporciálních prvků. Obě varianty jsem porovnávala z hlediska výhod a nevýhod. Jako výhodnější vychází alternativa č.2. Pro vybranou alternativu jsem provedla návrhový výpočet hydraulického systému v ustáleném stavu, specifikovala jsem hlavní hydraulické a elektrohydraulické prvky pro funkci zdvihu a spouštění zátěže. Následně jsem vypracovala tepelný výpočet hydraulického pohonu v ustáleném stavu, po výpočtu ztrátového výkonu, volbě nádrže a chladiče, jsem vytvořila v programu MS Excel graf pro křivku oteplení systému, která ukázala, že vozík je po tepelné stránce správně navržen. V dalším bodě jsem vypočetla redukovaný moment setrvačnosti vozu do osy hydromotoru. Navrhla jsem proporciální rozváděč pro řízení pojezdu vozíku. Na základě dynamické analýzy jsem navrhla doby rozběhu a brzdění. V příloze je zpracována specifikace hlavních hydraulických a elektrohydraulických prvků, funkční schéma hydraulického pohonu s uvedením hlavních parametrů a sestavný výkres hydraulického agregátu na vozíku. Tím jsem splnila všechny body zadání.



## 5 Seznam použité literatury

- [1] KOPÁČEK, J.; PAVLOK, B. *Tekutinové mechanismy*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2005. 156 s. ISBN 80-248-0856-0
- [2] PAVLOK, B.; HRUŽÍK, L.; BOVA, M. *Hydraulická zařízení strojů*. Ostrava : VŠB – TU Ostrava, 2007. 116 s. Dostupný z WWW:  
<[www.fs.vsb.cz/euprojekty/414/?ucebni-opory](http://www.fs.vsb.cz/euprojekty/414/?ucebni-opory)>
- [3] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy*. Díl 2. Ostrava:VŠB TU Ostrava, 2008. 150 s. ISBN 978-80-248-1827-6
- [4] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy*. Díl 1. Ostrava:VŠB TU Ostrava, 1999. 158 s. ISBN 80-7078-620-5.
- [5] DREXLER, P. a kolektiv. *Příručka hydrauliky*. Svazek 3. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1988. 362 s. ISBN 3-8023-02664.
- [6] SCHMITT, A. a kolektiv. *Příručka hydrauliky*. Svazek 1. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1981. 226 s. ISBN 3-8023-0619-8.
- [7] SCHMITT, A. und Kollektiv. *Der Hydraulic Trainer*. Band 2. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1986. 236 s. ISBN 3-8023-0898-0.
- [8] KOPÁČEK, J. *Pohony a převody*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2009. 221 s. ISBN 978-80-248-1967-9.
- Internetové zdroje:
- [9] [http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta\\_tkp/sekce/01.htm#018](http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta_tkp/sekce/01.htm#018)  
- Technická univerzita Liberec – Technologie II.
- [10] [www.ferona.cz](http://www.ferona.cz) - Firma Feron, a.s. velkoobchod s hutním materiálem.
- [11] [www.boschrexroth.com](http://www.boschrexroth.com) - Firma Bosch Rexroth vyrábí hydraulické prvky.
- [12] <http://www.poclain-hydraulics.com> - Firma Poclain vyrábí hydrostatické převodníky.
- [13] [www.atos.com](http://www.atos.com) - Firma Atos vyrábí hydraulické prvky.
- [14] [www.hydrocom.cz](http://www.hydrocom.cz) - Firma Hydrofon vyrábí hydraulické systémy a prvky.

## **6 Seznam příloh**

Příloha A – Specifikace prvků, formát A4, VAV-268-01.

Příloha B - Funkční schéma hydraulického pohonu s uvedením hlavních parametrů,  
formát A3, VAV-268-02.

Příloha C - Sestavný výkres hydraulického agregátu na vozíku, formát A3, VAV-268-03.

Příloha D – Kusovník, formát A4, VAV-268-03k.

Příloha E – CD nosič, zvláštní příloha práce, umístěna v přední kapse.

## Poděkování

Děkuji touto cestou doc. Ing. Bohuslavu Pavlokov, CSc. za odborné rady a pomoc, rovněž Ing. Jiřímu Valoškovi, Ph.D. ze společnosti IVV Engineering s.r.o. za poskytnutou konzultaci a materiály.